

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

Naklápěcí stojan licí pánve  
*Inclinable Ladle Stand*

Student: Jan Kudla  
Vedoucí diplomové práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2011

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Jan Kudla**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R010 Konstrukce strojů a zařízení

Specializace:

20 Výrobní stroje a zařízení

Téma:

**Naklápečí stojan lící pánve**  
**Inclinable Ladle Stand**

Zásady pro vypracování:

1. Navrhněte projekčně-konstrukční řešení naklápečího stojanu sloužícího pro nakládání lící ocelářské pánve při bourání opotřebované žáruvzdorné vyzdívky.
2. Zadané parametry naklápečího stojanu:

Pohon naklápečího stojanu	elektromechanický nebo hydraulický
Úhel naklonění pánve	150°
Čas potřebný k naklonění pánve o 150°	20s
Objem lící pánve	80t
3. Proved'te:
  - Technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení se všemi potřebnými výpočty.
  - Celkové projekčně - konstrukční řešení naklápečího stojanu včetně detailního řešení pohonu a pojišťovacího mechanismu proti vypadnutí pánve ze stojanu při jeho naklonění.

Rozsah práce min. 30 stran textu mimo přílohy, výkresová dokumentace v rozsahu min. 1xA0.  
Text bude rozdělen na úvod do problematiky, technický popis navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci (technickou zprávu) a výpočtovou část.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 37 s.

HORYL. P.: *Statika a dynamika* - 2. vyd. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 1996 - 218 s. ISBN 80-7078-971-9

MARTÍNEK.P.: *Transportní zařízení*. Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3

KOPÁČEK J. : *Pohony a převody 1. vyd.* Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2

Firemní literatura, podklady apod.

Literární řešerše zpracovaná v rámci Bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



---

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....

.....

podpis studenta

### **Prohlašuji, že**

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon  
č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, же Высoкá škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněná v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů.
- беру на ве́доміі, же odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě .....

.....  
podpis studenta

Jan Kudla  
Vrbická 122, Bohumín-Vrbice  
735 51

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

Kudla, J. Naklápěcí stojan licí pánve. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2010, 38s. Bakalářská práce, vedoucí Kovář, L.

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout projekčně konstrukční řešení naklápěcího stojanu sloužícího pro naklápění licí ocelářské pánve při bourání žáruvzdorné omítky. V úvodu se zabývám výpočtem polohy těžiště pro úhly naklopení ( $0 - 150^\circ$ ) licí pánve se žáruvzdornou vyzdívkou a licí pánve bez žáruvzdorné vyzdívky. Pomocí této trajektorie polohy těžiště a hmotnosti (licí pánev, naklápěcí stojan, vyzdívka) jsem spočítal maximální klopný moment, který je potřebný k naklopení licí pánve. Dále se zabývám samotným návrhem a konstrukci tohoto zařízení, součástmi potřebnými k naklopení pánve a jejich navrhováním.

## **ANNOTATION OF THESIS**

KUDLA, J. Inclunable Ladle Stand. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 38 p Thesis, head: Kovář, L

The aim of this thesis was to propose a design of a tilting stand used to tilt a pouring ladle in demolishing a refractory plaster.

The introduction deals with the calculation of the center of gravity of a pouring ladle with a refractory brick and a pouring ladle without a refractory brick for tilting angles ( $0-150^\circ$ ). Using the trajectory of the center of gravity and weight (pouring ladle, tilting stand, brick), I calculated the maximum heeling moment which is needed to tilt the pouring ladle. Then I deal with the design and the construction of this equipment, and the components needed for tilting of the ladle and their design.

## Obsah

1	Úvod.....	12
1.1	Naklápečí stojan .....	13
1.2	Zadané hodnoty naklápečího stojanu .....	13
1.3	Požadavky na konstrukci naklápečího stojanu.....	13
2	Problematika opotřebení žáruvzdorné vyzdívky licích pánví.....	14
2.1	Zjišťování životnosti vyzdívky licích pánví.....	14
2.1.1	Trénování neuronové sítě v roce 2004 .....	14
3	Varianty řešení naklápečích rámců a stojanů .....	17
4	Určení těžiště .....	18
4.1	Určení těžiště licí pánve se žáruvzdornou vyzdívkou.....	18
4.2	Určení těžiště licí pánve bez žáruvzdorné vyzdívky .....	19
5	Umístění osy naklápečí licí pánve .....	20
5.1	Licí pánev bez vyzdívky – průběh klopného momentu <b>Mk01</b> v závislosti na úhlu naklopení $\alpha$ .....	21
5.2	Licí pánev s vyzdívkou – průběh klopného momentu <b>Mk02</b> v závislosti na úhlu naklopení $\alpha$ .....	21
5.3	Průběh točivého momentu pro úhly naklopení $0^\circ - 150^\circ$ .....	22
6	Početní řešení klopných momentů .....	23
6.1	Početní řešení klopného momentu <b>Mk01</b> .....	23
6.2	Početní řešení klopného momentu <b>Mk02</b> .....	24
6.3	Určení výpočtového klopného momentu .....	25
7	Popis zařízení naklápečího stojanu .....	26
7.1	Stojan č.1 .....	26
7.1.1	Zajištění licí pánve proti uvolnění z naklápečce .....	27
7.1.2	Popis systému zajištění .....	28

7.2	Popis stojanu č.2.....	29
7.2.1	Součásti stojanu č.2 .....	29
7.3	Volba frekvenčního měniče .....	32
8	Návrh a kontrola ozubeného převodu .....	34
8.1	Návrhový výpočet ozubení .....	34
8.1.1	Volba poměrné šířky ozubení.....	35
8.1.2	Volba půdorysného schématu ozubení.....	35
8.1.3	Volba součinitele <b>KA</b> .....	36
8.1.4	Volba materiálových parametrů .....	36
8.1.5	Volba modulu .....	37
8.2	Výpočet ozubení v programu Geometrie .....	38
8.2.1	Geometrická kontrola ozubení .....	38
8.3	Kontrola záběru ozubených kol převodu v programu Profil.....	39
9	Návrh průměru $\varnothing d$ čepu uchycení závěsu v naklápěči a jeho kontrola .....	40
9.1	Návrh průměru $\varnothing d$ na namáhání na ohyb.....	40
9.1.1	Výpočet síly <b>F150°</b> .....	40
9.1.2	Podmínka rovnováhy.....	41
9.1.3	Výpočet <b>Momax</b> .....	41
9.1.4	Návrh průměru čepu z podmínky na ohyb <b><math>\sigma_{OD}</math></b> .....	41
9.2	Kontrola průměru <b><math>\varnothing d</math></b> čepu na otlačení.....	42
10	Výpočtové schéma pohonu .....	43
11	Výpočet pohonu a jeho součástí: .....	44
11.1	Volba spojky .....	44
11.2	Volba pohonu .....	45



12	Pevnostní výpočet hnaného hřídele .....	46
12.1	Kontrolní výpočet hnaného hřídele .....	46
12.1.1	Kontrola čelního čepu hřídele – podpěra A (hnaný hřídel) .....	49
12.1.2	Kontrola čelního čepu hřídele – podpěra B (hnaný hřídel) .....	50
13	Kontrola nebezpečného průřezu naklápače .....	52
14	Kontrola kuželíkových ložisek na statickou únosnost .....	54
15	Kontrola zubu závěsu na smyk .....	55
16	Závěr .....	56
17	Seznam příloh .....	61

### Seznam použitých značek:

symbol	jednotka	definice
$x, y, z,$	$[mm]$	Souřadnice těžiště $T_1$ a $T_2$
$m_1$	$[kg]$	Hmotnost pánve bez vyzdívky
$m_2$	$[kg]$	Hmotnost pánve s vyzdívkou
$r_1$	$[m]$	Vzdálenost těžiště $T_1$ od osy rotace
$r_1$	$[m]$	Vzdálenost těžiště $T_2$ od osy rotace
$Mk_{01}$	$[N \cdot m]$	Otáčivý moment pánve bez vyzdívky
$Mk_{02}$	$[N \cdot m]$	Otáčivý moment pánve s vyzdívkou
$G_1$	$[N]$	Tíhová síla od pánve bez vyzdívky
$G_2$	$[N]$	Tíhová síla od pánve s vyzdívkou
$Mk_{vyp.}$	$[N \cdot m]$	Výpočtový klopný moment
$F$	$[N]$	Síla působící na čep naklápeče
$F_{150^\circ}$	$[N]$	Síla působící na čep při $150^\circ$ naklopení
$R_A$	$[N]$	Reakce v podpěře A
$R_B$	$[N]$	Reakce v podpěře B
$M_o max$	$[N \cdot mm]$	Maximální ohybový moment působící na čep naklápeče
$a, b, c$	$[mm]$	Rozměry
$\sigma_o$	$[MPa]$	Ohybové napětí čepu naklápeče
$\sigma_{oD}$	$[MPa]$	Dovolené ohybové napětí čepu naklápeče
$W_o$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu
$p$	$[MPa]$	Otlačení čepu
$p_D$	$[MPa]$	Otlačení čepu dovolené
$\eta_l$	$[\%]$	Účinnost ložisek
$\eta_z$	$[\%]$	Účinnost ozubených kol
$\eta_s$	$[\%]$	Účinnost spojky
$Mk_1 vyp.$	$[N \cdot m]$	Výsledný klopný moment
$Mk_2 vyp.$	$[N \cdot m]$	Klopný moment za hřídelovou spojkou
$Mk_3 vyp.$	$[N \cdot m]$	Výstupní klopný moment od pohonu
$S$	$[mm^2]$	Plocha otlačení čepu
$d$	$[mm]$	Průměr výstupního hřídele pohonu
$n_2$	$[min^{-1}]$	Výstupní otáčky pohonu
$G_{nakl.2}$	$[N]$	Tíhová síla od naklápeče stojanu č.2
$G_{zav}$	$[N]$	Tíhová síla od závěsu
$G_{čep}$	$[N]$	Tíhová síla od čepu
$a_2, b_2, c_2$	$[mm]$	Rozměry
$F_{2c}$	$[N]$	Síla zatěžující hnaný hřídel
$F_{Z2}$	$[N]$	Síla od zatížení ozubeného kola $Z_2$
$R_{A2}$	$[N]$	Reakce v podpěře $A_2$
$R_{B2}$	$[N]$	Reakce v podpěře $B_2$

$M_o max_2$	$[N \cdot mm]$	Maximální ohybový moment pod ozubeným kolem $Z_2$
$M_o red_2$	$[N \cdot mm]$	Redukovaný ohybový moment
$\alpha_B$	$[-]$	Bachův opravný součinitel $(0,4 \div 1)$
$\sigma_o red_2$	$[MPa]$	Redukované ohybové napětí
$W_{o2}$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu hnaného hřídele
$\sigma_{OD red}$	$[MPa]$	Dovolené redukované napětí
$d_{2K}$	$[mm]$	Průměr hnaného hřídele pod ozubeným kolem $Z_2$
$M_o A_2$	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment v podpěře $A_2$
$B_{2A}$	$[mm]$	Šířka ložiska
$l_{a2}$	$[mm]$	Vzdálenost $l_{a2}$
$M_o A_2 red$	$[N \cdot mm]$	Redukovaný moment v podpěře $A_2$
$\sigma_{OA2 red}$	$[MPa]$	Redukované napětí v podpěře $A_2$
$W_{oA2}$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu v podpěře $A_2$
$d_{A2}$	$[mm]$	Průměr hnaného hřídele v podpěře $A_2$
$M_o B_2$	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment v podpěře $B_2$
$B_{2B}$	$[mm]$	Šířka ložiska
$M_o B_2 red$	$[N \cdot mm]$	Redukovaný moment v podpěře $B_2$
$\sigma_{OB2 red}$	$[MPa]$	Redukované napětí v podpěře $B_2$
$d_{B2}$	$[mm]$	Průměr hnaného hřídele podpěře $B_2$
$l_{nakl.}$	$[mm]$	Rozměr
$M_o max_{nakl.}$	$[N \cdot mm]$	Ohybový moment v nebezpečném průřezu naklápeče
$W_{oX}$	$[mm^3]$	Modul průřezu v ohybu naklápeče
$\sigma_o nakl.$	$[MPa]$	Ohybové napětí naklápeče
$C_o$	$[kN]$	Statická únosnost ložiska
$P_o$	$[kN]$	Zatížení ložiska
$S_o$	$[kN]$	Zatížení ložiska
$C_{oD}$	$[kN]$	Dovolená statická únosnost
$\tau_s$	$[MPa]$	Smykové napětí
$\tau_{SD}$	$[MPa]$	Smykové napětí dovolené
$S_{zav.}$	$[mm^2]$	Plocha průřezu zubu závěsu
$a_{zav.}, b_{zav.}$	$[mm]$	Rozměry plochy průřezu zubu závěsu

## 1 Úvod

Cílem bakalářské práce bylo navrhnout projekčně konstrukční řešení naklápečího stojanu sloužícího pro nakládání licí ocelářské pánve při bourání žáruvzdorné omítky. V úvodu se zabývám výpočtem polohy těžiště pro úhly naklopení ( $0 - 150^\circ$ ) licí pánve se žáruvzdornou vyzdívkou a licí pánve bez žáruvzdorné vyzdívky. Pomocí této trajektorie polohy těžiště a hmotnosti (licí pánev, naklápečí stojan, vyzdívka) jsem spočítal maximální klopný moment, který je potřebný k naklopení licí pánve. Dále se zabývám samotným návrhem a konstrukcí tohoto zařízení, součástmi potřebnými k naklopení pánve a jejich navrhováním.

## **1.1 Naklápěcí stojan**

Naklápěcí stojan je zařízení pro nakládání ocelářské licí pánve a vyklopení vybourané opotřebované žáruvzdorné vyzdívky. V mém případě se jedná o svařovanou ocelovou konstrukci připomínající tvar podkovy.

Licí pánev je umístěna do naklápěcího stojanu pomocí nalévacího jeřábu. Stojan se bude naklápět pomocí pohonu elektromotorem přes ozubený převod umístěný uvnitř rámu stojanu.

## **1.2 Zadané hodnoty naklápěcího stojanu**

Pohon: elektromechanicky nebo hydraulicky

Úhel naklopení pánve:  $150^\circ$

Čas potřebný k naklopení pánve: 20s

Objem licí pánve: 80t

## **1.3 Požadavky na konstrukci naklápěcího stojanu**

- Požadavky:
- 1) Tvar konstrukce musí odpovídat pro umístění pánve pomocí
  - 2) Prostorová nenáročnost naklápěcího zařízení
  - 3) Zajištění licí pánve proti vysunutí z naklápěcího stojanu
  - 4) Ekonomicky a ekologicky nenáročný provoz
  - 5) Jednoduchá obsluha a údržba

## **2 Problematika opotřebení žáruvzdorné vyzdívky licích pánví**

### **2.1 Zjišťování životnosti vyzdívky licích pánví**

Pro řešení životnosti licí pánve byla zvolena metoda neuronových sítí. Umělé neuronové sítě jsou matematické modely, které aproximují nelineární funkce libovolného průběhu. Přednost neuronových sítí je v tom, že jsou samy schopny učením překládaných vzorů zobecňovat závislosti mezi jednotlivými veličinami. Tato vlastnost neuronové sítě se označuje jako generalizace. Jejich použití je vhodné pro zpracování složitých problémů, kde nejsou přesně známy závislosti mezi jednotlivými veličinami.

Problematika životnosti vyzdívek licích pánví je řešena v prostředí produktu firmy Gensym, tzv. NeurOn-Line Studiu, což je grafický, objektově orientovaný softwarový produkt pro tvorbu aplikací neuronových sítí.

Princip práce s neuronovými sítěmi spočívá v naučení se sítě na daném problému, tzv. trénování sítě a k jejímu následnému použití na stejném nebo podobném problému, tzv. generalizace.

#### **2.1.1 Trénování neuronové sítě v roce 2004**

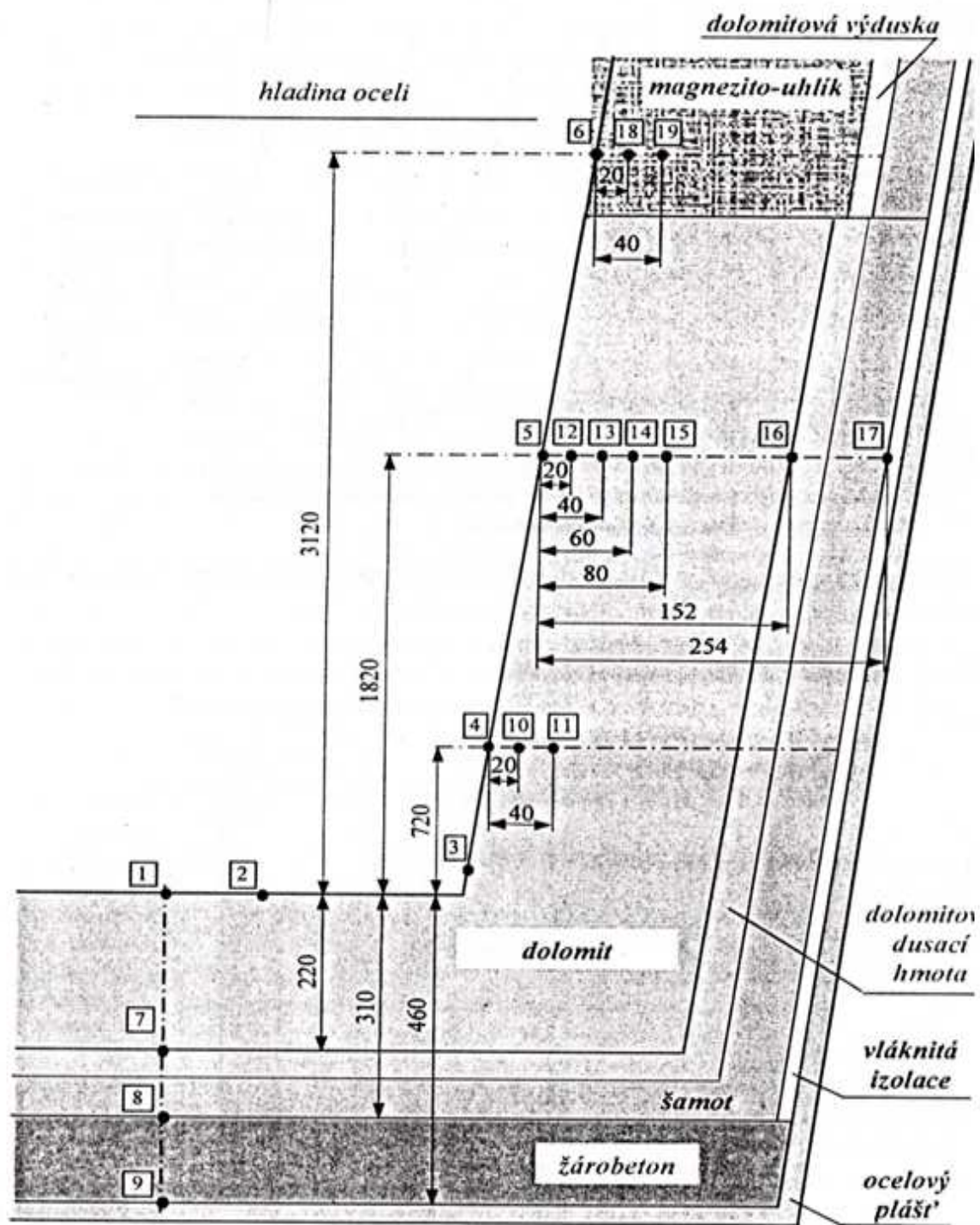
Metoda byla prozatím vyzkoušena na kratších časových obdobích. V prvním vybraném období – od 1.1. 2003 do 31.8. 2003 – bylo hodnoceno 88 kampaní licích pánví s dolomitovou vyzdívkou, u kterých se počet lití pohyboval v rozmezí od 24 do 58. Druhé vybrané období (od 1.9. 2003 do 31.1. 2004) zahrnovala 41 kampaní s rozmezím počtu lidí od 27 do 61. Za účelem sběru dat, tedy vstupních údajů, byl vytvořen aplikační software, ve kterém jsou zpracovávány údaje z jednotlivých databázových struktur vytvořených v řídicím systému ocelárny. Jedná se o ucelený soubor dat obsahující údaje:

- Ze subsystému oběhu licích pánví,
- Z tzv. pecní strany ocelárny (tandemový pochod, zpracování oceli v pánvové peci),
- Z tzv. odsunové strany (kontinuální odlévání oceli).

Data v tomto aplikačním softwaru jsou koncipována tak, aby mapovala kampaň lící pánve od vyzdění po její vyřazení. To znamená, že zde jsou obsaženy údaje z jednotlivých cyklů pánve vždy v rámci kampaně.

Z výsledků simulace vyplývá, že s rostoucí spotřebou elektrické energie, teplotou likvidu a teplotou oceli v pánvi po odpichu se životnost vyzdívky snižuje. Tento trend je přitom mnohem výraznější ve druhém hodnoceném období, což souvisí s větší věrohodností vstupních dat.

Velmi zajímavá a z provozního hlediska poněkud neočekávaná situace nastala při hodnocení závislosti životností vyzdívky na době od odpichu do začátku zpracování na pánvové peci. V prvním hodnoceném období je vliv tzv. přetlaku na opotřebení vyzdívky pánve až do doby cca 70 minut téměř zanedbatelný. Teprve po této době se projevuje nepříznivý vliv pobytu oceli v pánvi na trvanlivost vyzdívky, jak je patrné z klesajícího charakteru křivky. Ve druhém období je tato závislost zcela opačná až do cca 90 min. Teprve po této době má křivka klesající charakter. Po konzultacích s odbornými pracovníky, zabývajícími se touto problematikou, lze konstatovat, že důvodem zjištěného výsledku simulace je zřejmě ta skutečnost, že s prodloužením doby pobytu oceli v pánvi po uvedení do provozu nových technologických agregátů ve společnosti Mittal Steel Ostrava (ZPO2, ZPO3, zařízení pro stahování pecní strusky a vytváření syntetické strusky) a s lepším využíváním akumulovaného tepla ve vyzdívce došlo v globálním měřítku ke zvýšení entalpie pánví před odpichem, takže po naplnění pánve vyzdívky neutrpí už tak enormní tepelný šok jako tomu bylo dříve. Za jistých okolností se tedy pobyt oceli v pánvi v době mezi odpichem a zpracováním na pánvové peci může projevit naopak příznivě. Zdá se to být logické i s ohledem na to, že v této fázi pracovního cyklu pánve nepůsobí jiné vlivy z vnějšku a ocel v pánvi je relativně v klidném stavu. [1]

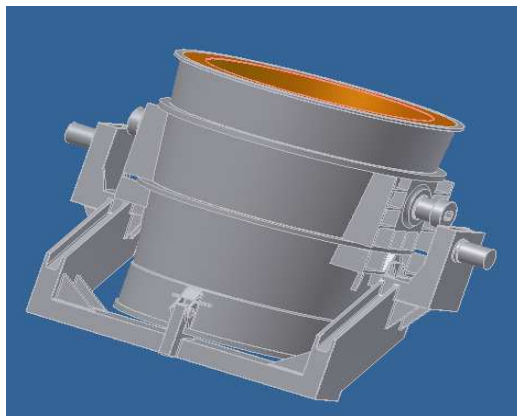


Obr. 1. Rozmístění termočlánků na povrchu a uvnitř vyzdívky lící pánve [1]

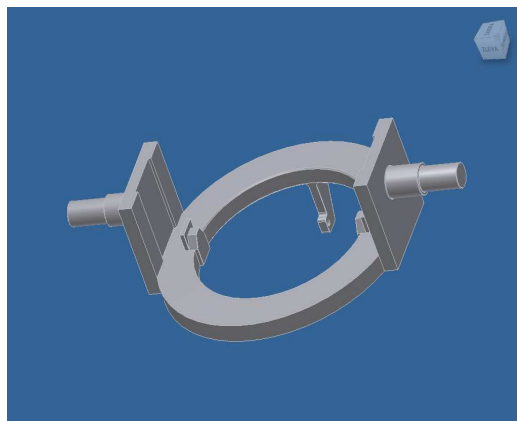


### 3 Varianty řešení naklápěcích rámu a stojanů

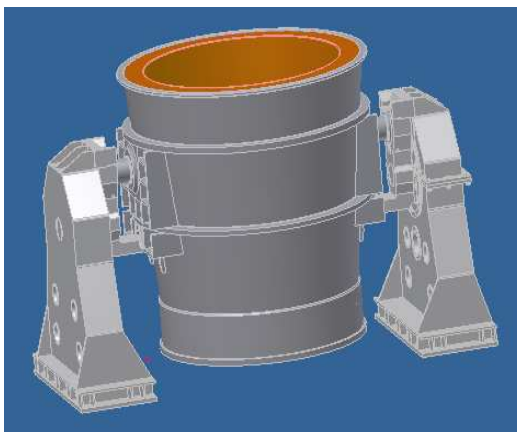
a) varianta naklápěcího rámu (podkovy) ze svařeného plechu



b) varianta naklápěcího stojanu tvaru prstence (výkovek)



c) varianta dva samostatné naklápěcí stojany



Volím variantu c

## 4 Určení těžiště

K určení hlavních rozměrů naklápečího stojanu, velikosti a výkonu pohonu potřebuji znát polohu těžiště. Výpočet polohy těžiště jsem provedl pomocí programu Invertor 2010 Professional kde jsem si namodeloval licí pánev podle výrobního výkresu. Ve výpočtech, které budu používat uvažuji pánev se žáruvzdornou vyzdívkou, a nebo bez žáruvzdorné vyzdívky.

### 4.1 Určení těžiště licí pánve se žáruvzdornou vyzdívkou

Pro výpočet jsem použil namodelovanou pánev podle rozměrů. Dále jsem namodeloval žáruvzdornou vyzdívku s tloušťkou po obvodu pánve  $t_1 = 270 [mm]$  a tloušťkou vyzdívky na dně pánve  $t_2 = 255 [mm]$ . Uvažuji neopotřebovanou vyzdívku.

Určení souřadnic těžiště  $T_2$ :

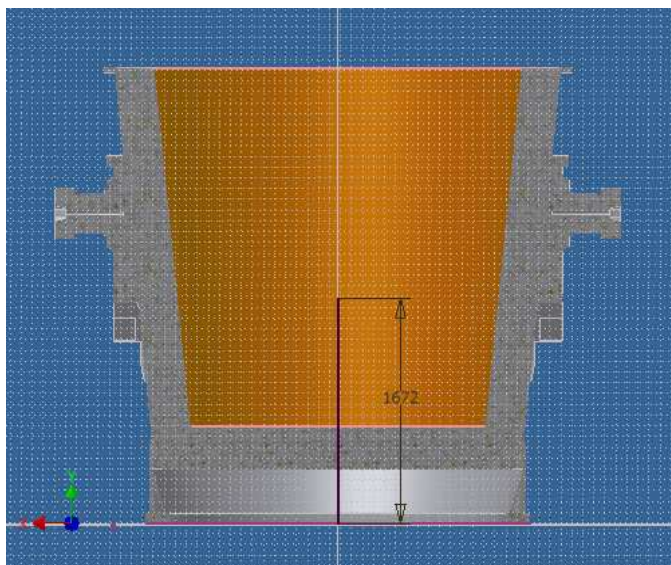
$$x = 0,001 [mm]$$

$$y = 1672,531 [mm] = 1672 [mm]$$

$$z = 1,623 [mm]$$

Další hodnoty:

$$m_2 = 27\,646 [kg]$$



Obr. 2. Vzdálenost těžiště od spodu pánve bez vyzdívky

## 4.2 Určení těžiště licí pánve bez žáruvzdorné vyzdívky

Určení souřadnic těžiště  $T_1$ :

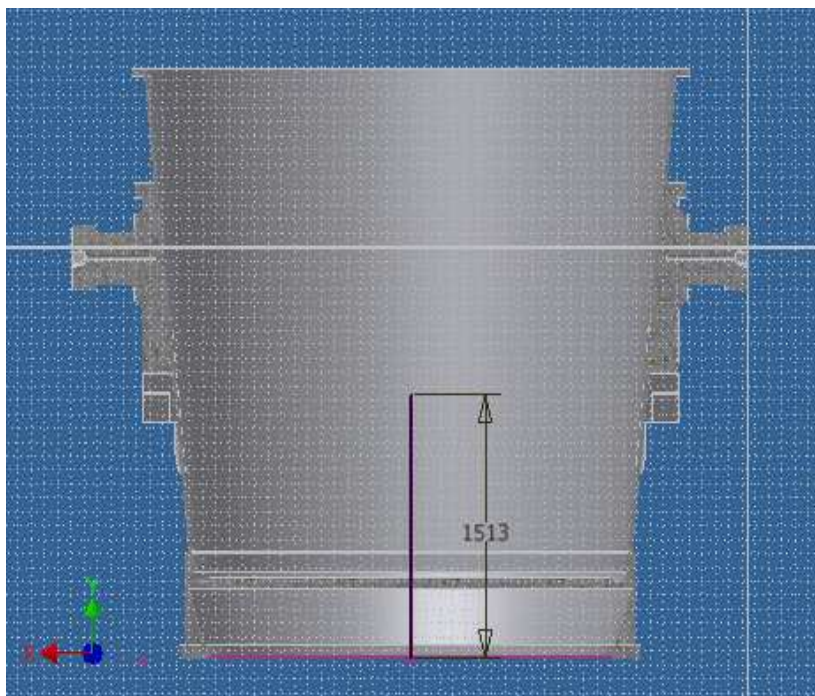
$$x = 0,003 \text{ [mm]}$$

$$y = 1513,270 \text{ [mm]} = 1513 \text{ [mm]}$$

$$z = 1,623 \text{ [mm]}$$

Další hodnoty:

$$m_1 = 13\,395 \text{ [kg]}$$

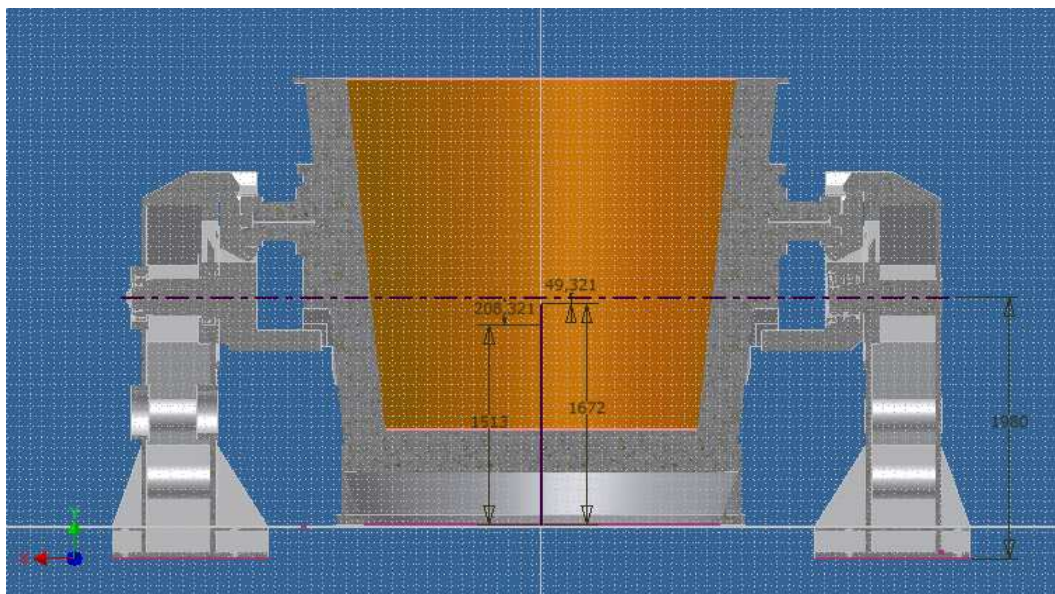


Obr. 3. Vzdálenost těžiště  $T_1$  v ose „y“ od spodu pánve s vyzdívkou

V následujících výpočtech uvažuji hodnotu pouze v souřadnici osy „y“. Hodnoty v osách „x“ a „z“ zanedbám kvůli jejich zanedbatelné velikosti. Tyto hodnoty nijak zásadně neovlivní průběh ani výsledný klopný moment potřebný k naklopení pánve.

## 5 Umístění osy naklápění lící pánve

Po odborné konzultaci volím umístění osy naklápění pánve nad těžiště pánve se žáruvzdornou vyzdívkou (těžiště  $T_2$ ) tak pánve bez žáruvzdorné vyzdívky. Při naklopení pánve do požadované polohy a následuje vybourání žáruvzdorné vyzdívky a tím dochází ke změně polohy těžiště



Obr. 4. Vzdálenost těžiště  $T_1$  a těžiště  $T_2$  od osy rotace

Po odborné konzultaci jsem umístil osu otáčení pánve jak nad těžiště  $T_1$  tak i nad těžiště  $T_2$ . Je to z důvodu toho že při spouštění pánve do původní polohy se nemusí využívat energie pohonu, dochází spíše k používání brzdícího mechanismu tedy brzdy.

**Souřadnice těžiště  $T_1$  a  $T_2$ :**

$$T_1 : y = 1513 \text{ [mm]}$$

$$T_2 : y = 1672 \text{ [mm]}$$

Z obrázku jsem určil vzdálenosti těžiště  $T_1$  a  $T_2$  tedy hodnoty  $r_1$  a  $r_2$  od osy rotace:

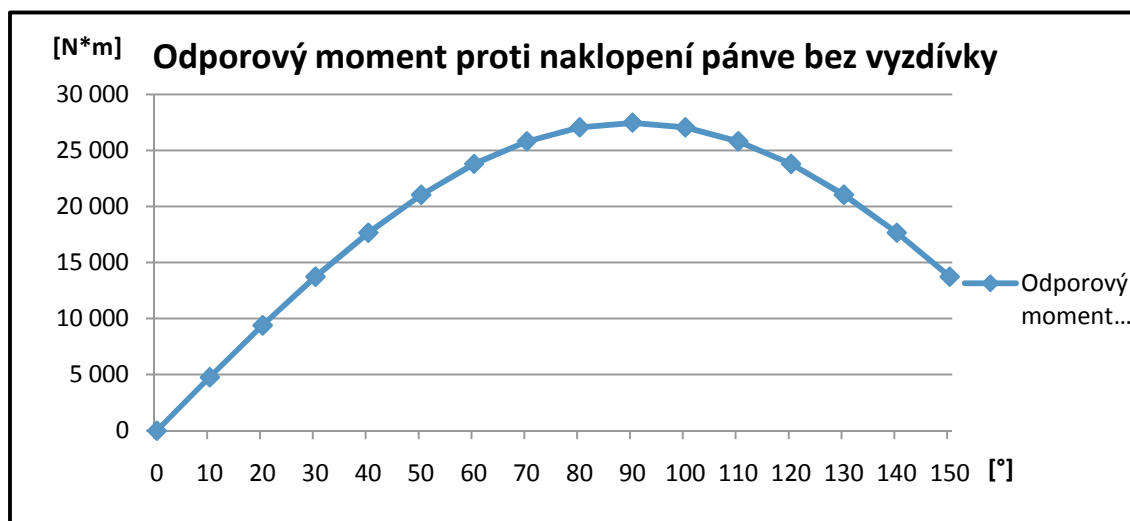
$$r_1 = 208,321 \text{ [mm]} \text{ zaokrouhlím na hodnotu } r_1 = 209 \text{ [mm]}$$

$$r_2 = 49,321 \text{ [mm]} \text{ zaokrouhlím na hodnotu } r_2 = 50 \text{ [mm]}$$

Pro další výpočty volím:  $r_1 = 0,209 \text{ [m]}$

$$r_2 = 0,05 \text{ [m]}$$

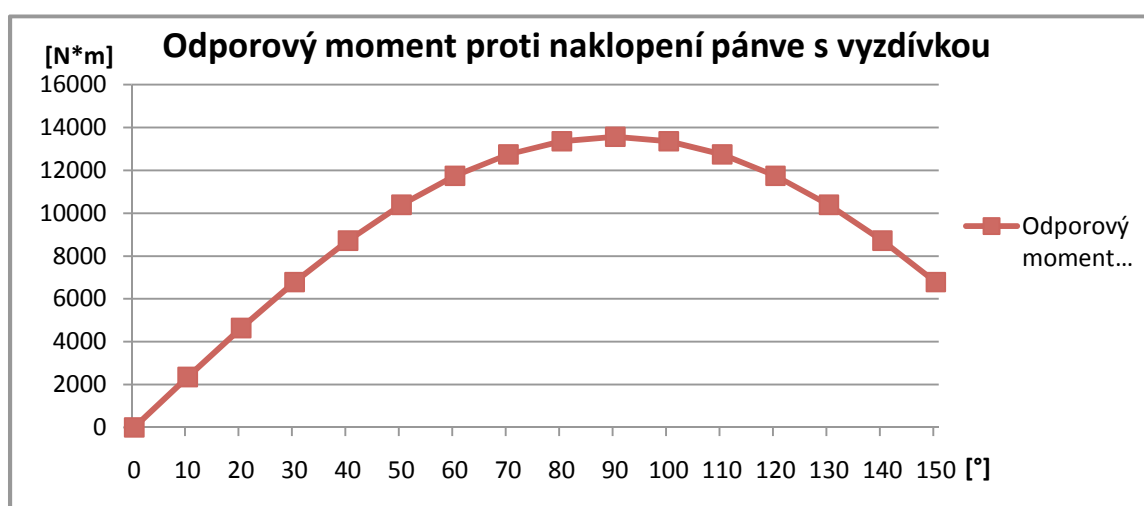
## 5.1 Licí pánev bez vyzdívky – průběh klopného momentu $M_{k01}$ v závislosti na úhlu naklopení $\alpha$



Graf 1. Trajektorie těžiště  $T_1$  v závislosti odporového momentu na úhlu naklopení

Z grafu lze vyčíst největší hodnotu odporového momentu proti naklopení. Největší moment je při úhlu naklopení  $\alpha=90^\circ$  a jeho hodnota je  $M_{k01} = 27\,463,65 \text{ [Nm]}$

## 5.2 Licí pánev s vyzdívkou – průběh klopného momentu $M_{k02}$ v závislosti na úhlu naklopení $\alpha$



Graf 2. Trajektorie těžiště  $T_2$  v závislosti odporového momentu na úhlu naklopení

Z grafu č.2 lze taktéž vyčíst hodnotu odporového momentu proti naklopení při  $90^\circ$  naklopení je  $M_{k02} = 13\,560,4 \text{ N} \cdot \text{m}$



### 5.3 Průběh točivého momentu pro úhly naklopení $0^\circ - 150^\circ$

Tab. 1 Průběh klop. momentu Těžiště T1 – Pánev bez vyzdívky

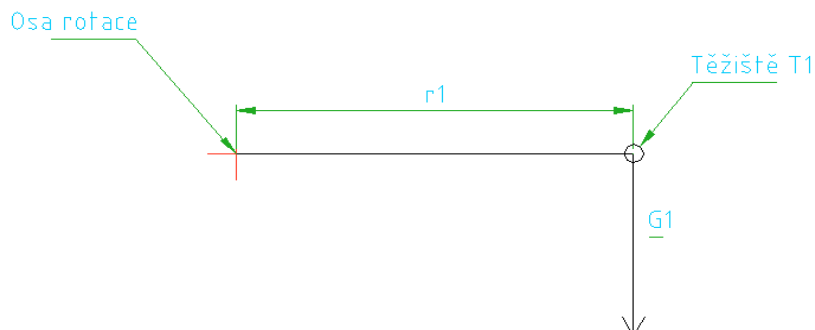
$G_1[m]$	$r_1[m]$	$\alpha [^\circ]$	$Mk_{kl.1}[N \cdot m]$
131 405	0,209	0	0
131 405	0,209	10	4769,01
131 405	0,209	20	9393,12
131 405	0,209	30	13731,82
131 405	0,209	40	17653,29
131 405	0,209	50	21038,37
131 405	0,209	60	23784,21
131 405	0,209	70	25807,38
131 405	0,209	80	27046,41
131 405	0,209	90	27463,65
131 405	0,209	100	27046,41
131 405	0,209	110	25807,38
131 405	0,209	120	23784,21
131 405	0,209	130	21038,37
131 405	0,209	140	17653,29
131 405	0,209	150	13731,82

Tab. 2 Průběh klop. momentu Těžiště T2 – Pánev s vyzdívkou

$G_2[m]$	$r_2[m]$	$\alpha [^\circ]$	$Mk_{kl.2}[N \cdot m]$
271 208	0,05	0	0
271 208	0,05	10	2354,74
271 208	0,05	20	4637,93
271 208	0,05	30	6780,20
271 208	0,05	40	8716,46
271 208	0,05	50	10387,87
271 208	0,05	60	11743,65
271 208	0,05	70	12742,61
271 208	0,05	80	13354,39
271 208	0,05	90	13560,40
271 208	0,05	100	13354,39
271 208	0,05	110	12742,61
271 208	0,05	120	11743,65
271 208	0,05	130	10387,87
271 208	0,05	140	8716,46
271 208	0,05	150	6780,20

## 6 Počtení řešení klopných momentů

### 6.1 Počtení řešení klopného momentu $Mk_{O1}$



Odečtené hodnoty:  $m_1 = 13\,395 \text{ [kg]}$

$$r_1 = 209 \text{ [mm]} = 0,209 \text{ [m]}$$

$$G_1 = m_1 \cdot g \quad \text{rovnice 1 [2]}$$

$$G_1 = 13\,395 \cdot 9,81$$

$$G_1 = 131\,404,95 \text{ [N]}$$

Zaokrouhlíme výslednou sílu na hodnotu  $G_1 = 131\,405 \text{ [N]}$

$m_1$ .... Hmotnost pánve bez žáruvzdorné vyzdívky [kg]

$r_1$ .... Vzdálenost mezi osou otáčení pánve a těžištěm pánve bez vyzdívky [m]

$G_1$ .... Tíhová síla působící v těžišti pánve  $T_1$  [N]

$$Mk_{O1} = G_1 \cdot r_1$$

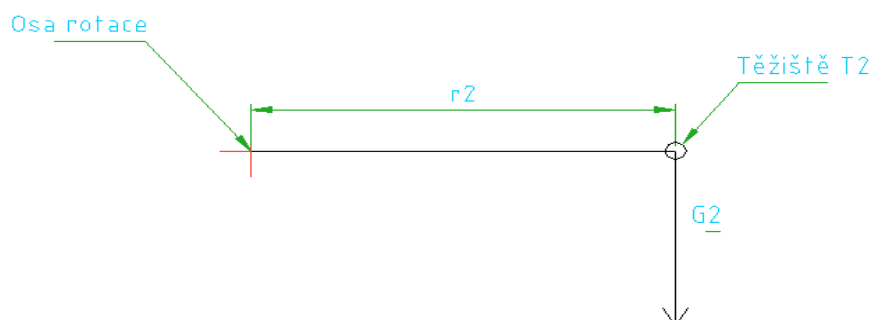
$$Mk_{O1} = 131\,405 \cdot 0,209$$

$$Mk_{O1} = 27\,463,645 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Výsledný klopný moment zaokrouhlíme na  $Mk_{O1} = 27\,463,65 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

$Mk_{O1}$ .... Otáčivý moment pánve bez vyzdívky  $[N \cdot m]$

## 6.2 Početní řešení klopného momentu $Mk_{O2}$



Odečtené hodnoty:  $m_2 = 27\,646 \text{ [kg]}$

$$r_2 = 50 \text{ [mm]} = 0,05 \text{ [m]}$$

$$G_2 = m_2 \cdot g$$

$$G_2 = 27\,646 \cdot 9,81$$

$$G_2 = 271\,207,26 \text{ [N]}$$

Zaokrouhlíme výslednou sílu na hodnotu  $G_1 = 271\,208 \text{ [N]}$

$m_2$ .... Hmotnost pánve se žáruvzdornou vyzdívkou [kg]

$r_2$ .... Vzdálenost mezi osou otáčení pánve a těžištěm  $T_2$  pánve s vyzdívkou [m]

$G_2$ .... Tíhová síla působící v těžišti pánve  $T_2$  [N]

$$Mk_{O2} = G_2 \cdot r_2$$

$$Mk_{O2} = 271\,208 \cdot 0,05$$

$$Mk_{O2} = 13\,560,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Výsledný klopný moment  $Mk_{O2} = 13\,560,4 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

$Mk_{O2}$ .... Klopný moment od naklápění pánve s vyzdívkou  $[N \cdot m]$



### 6.3 Určení výpočtového klopného momentu

Podle grafu č. 1 a tabulky č. 1 průběhu klopného momentu volím výpočtový klopný moment  $Mk_{vyp.} = 27\,463,65 \text{ [N} \cdot \text{m]}$

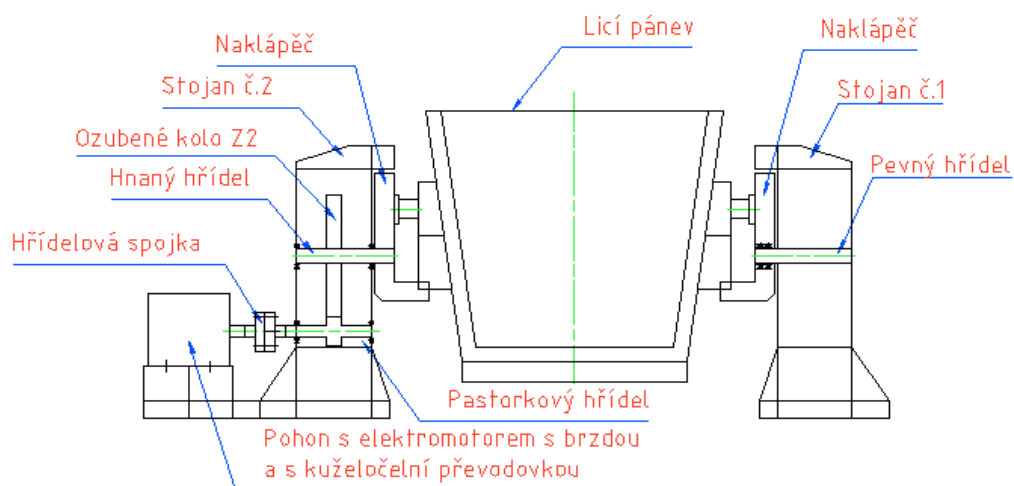
Tato hodnota klopného momentu bude pro mě směrodatná při výpočtech, navrhování a kontrolování součástí potřebných k naklopení pánve.

Nejprve vynásobíme  $Mk_{vyp.}$  koeficientem bezpečnosti 1,5 (z důvodu nerovnoměrného opotřebení žáruvzdorné vyzdívky, odpor proti naklopení v ozubeném převodu a v ložiscích, zvýšená teplota a prašné prostředí ve kterém bude dané zařízení fungovat atd.)

$$Mk_{k1 \text{ vyp.}} = Mk_{vyp.} \cdot 1,5 = 27\,463,65 \cdot 1,5 = 41\,195,48 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

$$\text{Zaokrouhlíme tuto hodnotu na } Mk_{kl. \text{ vyp.}} = 41\,196 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

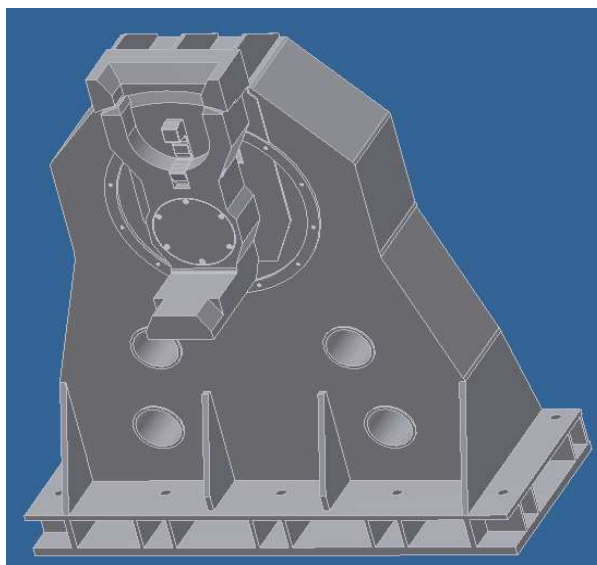
## 7 Popis zařízení naklápěcího stojanu



Obr. 5. Schéma zařízení

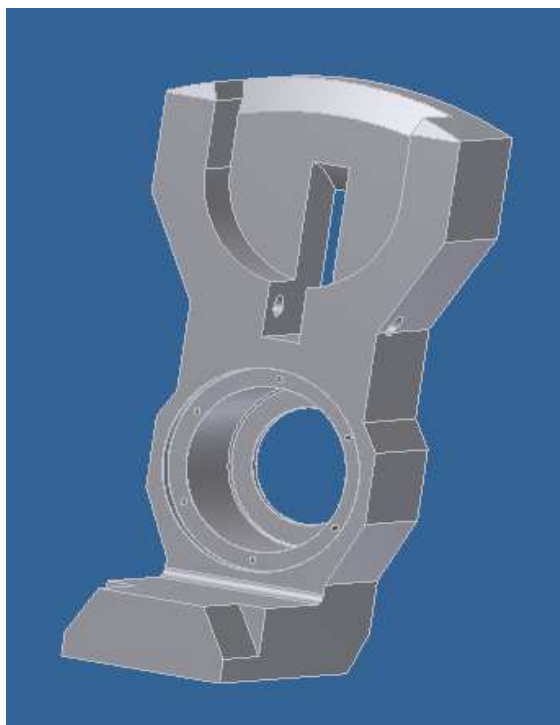
### 7.1 Stojan č.1

Samotná konstrukce stojanu č. 1 je z válcovaného plechu konstrukční oceli třídy 11 373. Konstrukce stojanu je svařena metodou MAG a svařovací materiál OK Autrod 12.50 [12]. Ve stojanu č.1 je přivařený hřídel. Hřídel je z oceli 11 423, na které jsou osazena 2 kuželíková ložiska od firmy SKF typ 32 044 X [7]. Tvar konstrukce stojanu je navržen podle firemní literatury [9]



Obr. 6. Naklápěcí stojan č. 1

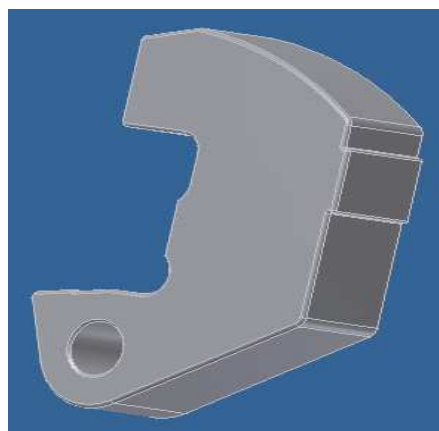
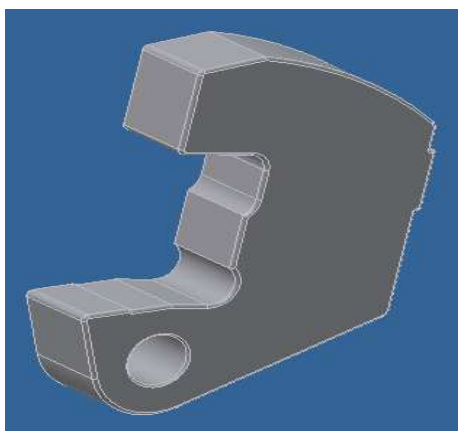
Na ložiskách se bude pomocí klopného momentu  $M_{k1}$  vyp otáčet naklápěč (ocel 11 423), na který se pomocí jeřábu umístí licí pánev.



Obr. 7. Naklápěč pro stojan č. 1

### **7.1.1 Zajištění licí pánve proti uvolnění z naklápěče**

Zajištění pánve při otáčení jsem uskutečnil pomocí závěsu. Závěs je z oceli 12 060. Je zkonstruován tak, aby byla zajištěna dostatečná pevnost při zajištění pánve ve stojanu. Těžiště je soustředěno v zadní části závěsu z důvodu samozajištění a samoodjištění bez pomoci lidské síly.



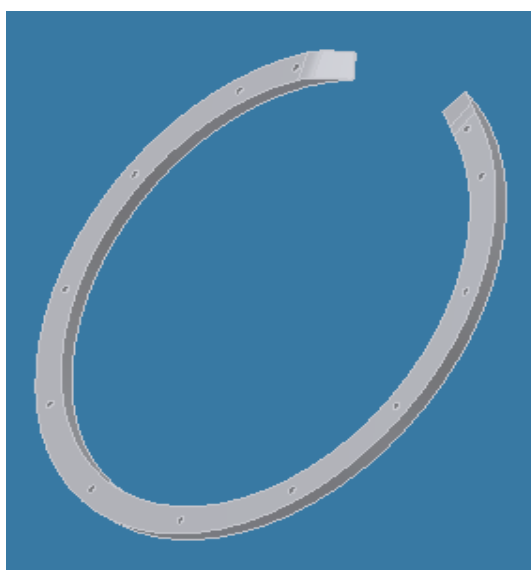
Obr. 8. Závěs

### 7.1.2 Popis systému zajištění

Při umístění pánve do stojanu dochází k částečnému zasunutí zubu do kuželového otvoru v nosném čepu pánve. V dalším kroku se začne otáčet pánve a zadní část závěsu se opírá o šikmou plochu vodící části lišty. Zub závěsu se zasouvá do kuželového otvoru v nosném čepu pánve. V dalším průběhu otáčení je zub závěsu zcela zaskočen v dutině nosného čepu pánve a zadní část závěsu se dotýká rovné části vodící lišty.



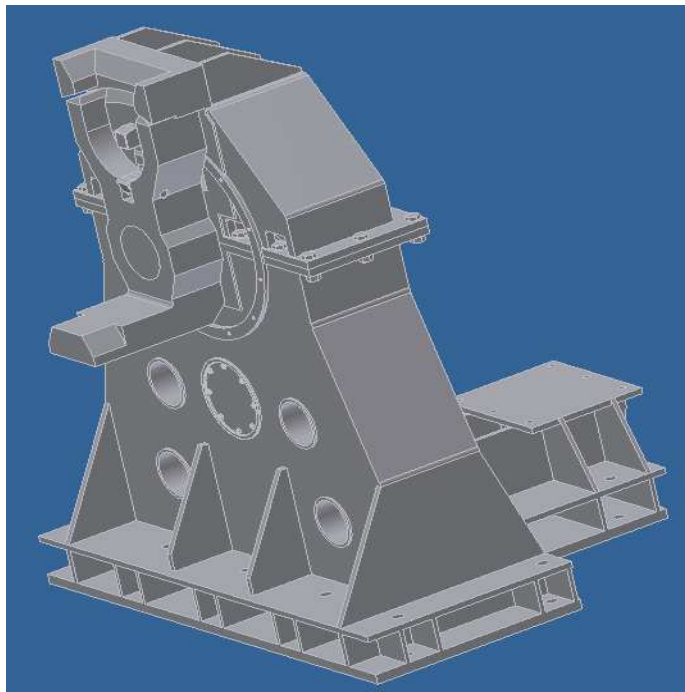
Obr. 9. Detail zajištění pánve pomocí závěsu



Obr. 10. Vodící lišta

## 7.2 Popis stojanu č.2

Konstrukce stojanu je taktéž z válcované široké oceli 11 373, s tím rozdílem, že v rámu jsou hybně na ložiskách uloženy dva hřídele. Ložiska jsou také od firmy SKF a to válečková ložiska. V tomhle případě je naklápěč přivařen k hnacímu hřídeli [9].

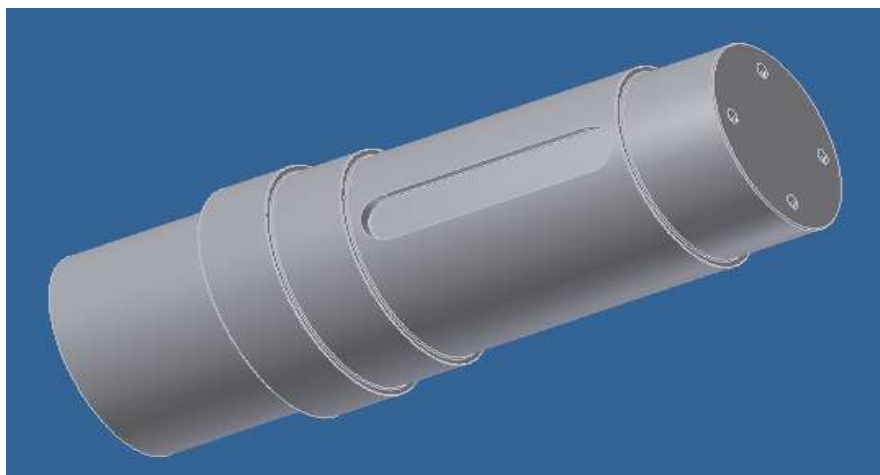


Obr. 11. Naklápěcí stojan č. 2

Tento stojan má také nosnou konzoli pro umístění a upevnění pohonu. Je konstrukčně trochu odlišný od stojanu č. 1. Je zde možnost rozmontovat tento stojan tzn. sundat vrchní část stojanu jak z důvodu údržby, tak i z důvodu oprav.

### 7.2.1 Součásti stojanu č.2

Mezi součásti stojanu č. 2 patří hnaný hřídel. Je vyroben z oceli třídy 11 423 a je na něm přivařený naklápěč. Na hřídeli jsou osazeny válečková ložiska od firmy SKF. Uprostřed hřídele je usazeno ozubené kolo Z2. Ozubené kolo je ze slitinové oceli 42 2767. Tato ozubené kolo se bude chemicko - tepelně zúšlechťovat. Ozubené kolo má počet zubů  $Z2 = 115$ .

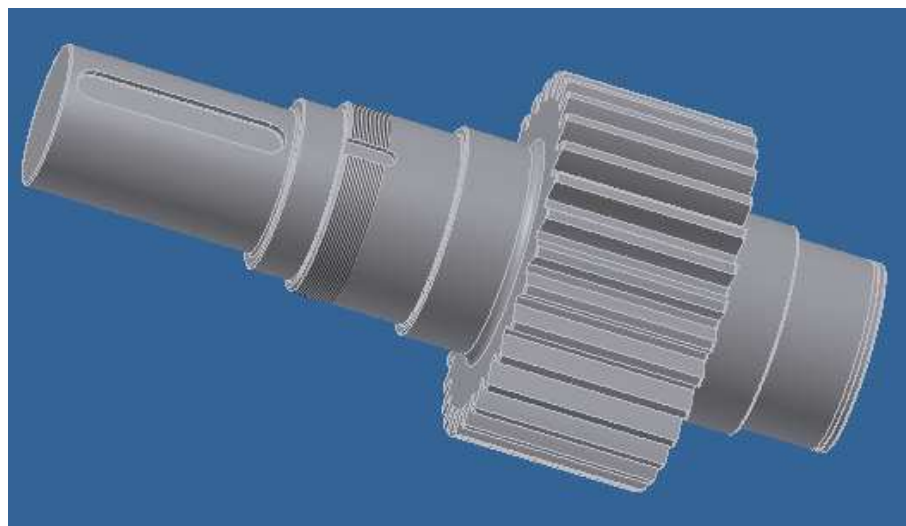


Obr. 12. Hnaný hřídel



Obr. 13. Ozubené kolo

Další součástí je hnací hřídel ten je vyroben z oceli 15 230. Jedná se o pastorkovou hřídel. Hřídelový pastorek má počet zubů  $Z_1 = 30$ . Tento hřídel je také osazen válečkovými ložisky od firmy SKF.



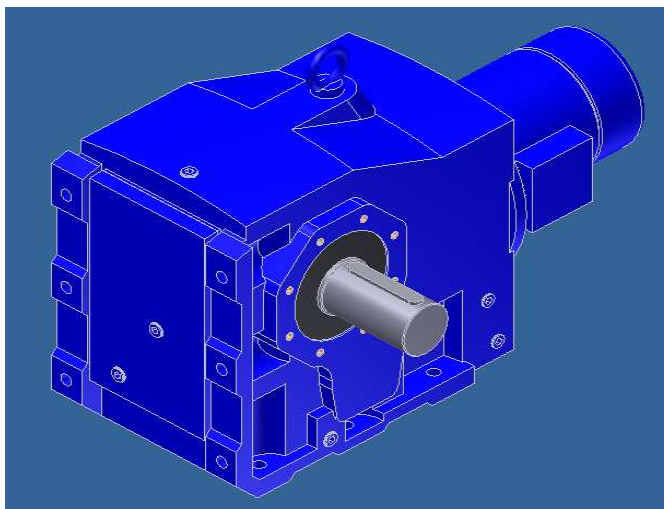
Obr. 14. Hnací pastorkový hřídel

Mezi pohonem a hnacím hřídelí jsem zvolil hřídelovou spojku Pinflex od firmy Matenza spol. s.r.o. [9]



Obr. 15. Hřídelová spojka Pinflex typ PF8BB12

Pro naklopení pánve jsem zvolil pohon kuželočelní převodovkou s elektromotorem a brzdou. Jedná se o zařízení od firmy Nord [10].



Obr. 16. Pohon kuželočelní převodovka s elektromotorem a brzdou

### 7.3 Volba frekvenčního měniče



#### **SK 500E od firmy NORD**

Měniče frekvence SK 500E ve formátu knihy nabízejí inteligentní možnosti řešení za nízkou cenu. Se svými funkcemi a bohatým příslušenstvím je předurčen k téměř neomezenému použití. Jednoduché nastavení parametrů a plná automatická inteligentní identifikace motoru umožňuje rychlé uvedení do provozu. Měniče řady SK 500E lze použít nejen pro standardní aplikace, ale je ideálním produktem i pro komplexní aplikace včetně polohovacích úloh. [10]



## **SK500E - flexibilní měnič v kompaktní třídě**

Rozsah výbavy základní řady SK500E splňuje většinu požadavků:

- Bezsenzorová proudově vektorová regulace (ISD)
- 5 řídicích vstupů, programovatelných na digitální nebo analogové funkce
- 2 analogové vstupy, 1 analogový výstup
- 4 parametrové sady, online přepínatelné
- Automatická identifikace parametrů motoru
- Integrovaný brzdňý chopper a řízení elektromagnetické brzdy motoru
- PID regulátor a procesní PI regulátor
- Interface RS 232 & RS 485
- 32 pevných frekvencí (volba binární kombinací)
- motorpotenciometr
- funkce koncových spínačů (jednosměrné blokování)
- letmý start [10]

## 8 Návrh a kontrola ozubeného převodu

V této kapitole se zabývám návrhem modulu pomocí programu Modul. Následuje výběr modulu z normalizované řady dle ČSN 46 0108. Další na řadě je výpočet ozubení pomocí programu Geometrie. Nakonec provedu sledování záběru ozubeného převodu v programu Profil.

### 8.1 Návrhový výpočet ozubení

**Návrhový výpočet ozubení podle ČSN 01 4686 - část 4** © M.Němček VŠB-TU Ostrava

Typ ozubení  
☒ Čelní  
☐ Kuželové  
☐ Hřeben

$z_1$  30  
 $z_2$  115  
 $\beta$  0 [°]  
 $T_1$  8610 [N·m]  
 $\psi_m$  15  
 Schéma 6  
 $K_{H\beta}$  1.012  
 $K_A$  1.5  
 $\sigma_{Flimb}$  530 [MPa]  
 $\sigma_{Hlim}$  720 [MPa]  
 $V_{HV}$  300

Help Vyber Help Vyber Vyber

Iisk Moduly Konec

$m_n = 11.889 [\text{mm}]$   
 $b = 178.3 [\text{mm}]$

**OHYB**

$$m_n = f_F \cdot \sqrt[3]{\frac{K_F \cdot T_1}{\psi_m \cdot z_1 \cdot \sigma_{FP}}}$$

$f_F = 18$   
 $K_F = K_A \cdot K_{H\beta}$   
 $\sigma_{FP} = 0,6 \cdot \sigma_{Flimb}^0$

$m_{n \text{ ohyb}} = 8.107 [\text{mm}]$

**DOTYK**

$$d_1 = f_H \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_1}{\psi_{d1} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

$f_H = 770 \quad (\beta = 0^\circ)$   
 $f_H = 690 \quad (\beta > 0^\circ)$   
 $K_H = K_A \cdot K_{H\beta}$   
 $\sigma_{HP} = 0,8 \cdot \sigma_{Hlim}^0$   
 $\psi_{d1} = \psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$   
 $u = \frac{z_2}{z_1}$   
 $m_n = d_1 \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$

$m_{n \text{ dotyk}} = 11.889 [\text{mm}]$

<http://www.347.vsb.cz/staff/nemcek/SOFTWARE/CZ/1.htm>

Obr. 17. Návrhový výpočet ozubení

#### **$K_{H\beta}$ .... Součinitel nerovnoměrnosti zatížení zubů po šířce**

Pohybuje se v rozmezí od 1 (dokonalý styk boku zubů) až po 2,5 (hranový styk zubů)

Zadané hodnoty do programu:

$$Z_1 = 30$$

$$Z_2 = 115$$

$$\text{Předběžný výpočtový moment } T_1 = 8610 [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

### 8.1.1 Volba poměrné šířky ozubení

**Volba poměrné šířky**

$$\Psi_m = \frac{b}{m_n}$$

$$\Psi_{d_1} = \frac{b}{d_1} = \Psi_m \cdot \frac{\cos \beta}{z_1}$$

$b$  - šířka ozubení [mm]  
 $m_n$  - normální modul [mm]  
 (u kuželového kola na vnějším  $\Phi$ )  
 $R_e$  - délka površky rozt. kužele [mm]

**ČELNÍ SOUKOLÍ**  
 Poměrná šířka  $\Psi_m$  se pohybuje nejčastěji v rozmezí (10...25) výjimečně v rozmezí (5...35)

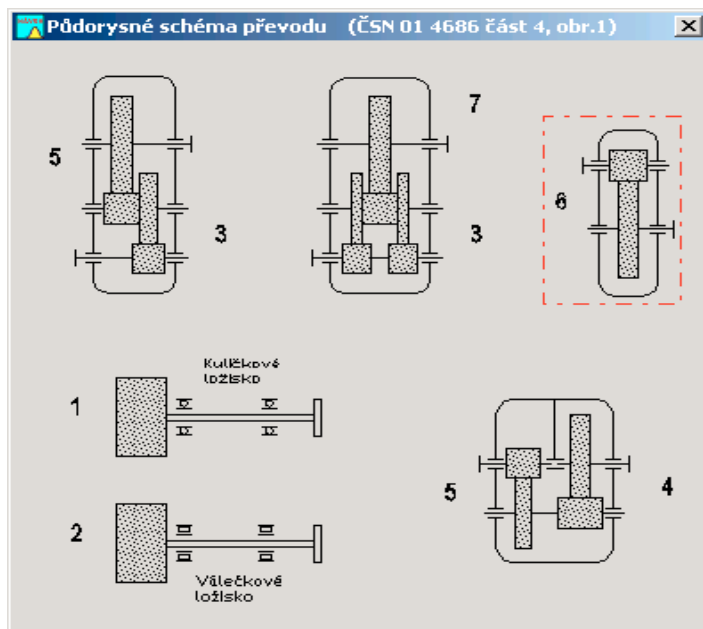
**KUŽELOVÉ SOUKOLÍ**  
 Poměrná šířka  $\Psi_m$  se pohybuje nejčastěji v rozmezí (7...12) výjimečně v rozmezí (5...16) (podle možností použité technologie). Kritériem je další typ poměrné šířky  $\Psi_L$ , který se může pohybovat v rozmezí (0,25...0,35) - mimo tento rozsah bude červeně blikat.

$$\Psi_L = \frac{b}{R_e} = \Psi_m \cdot \frac{2 \cdot \sin \delta_1}{z_1}$$

Obr. 18. Volba šířky ozubení

Pro další výpočty jsem zvolil šířku ozubení  $b = 200$  [mm]

### 8.1.2 Volba půdorysného schématu ozubení



Obr. 19. Volba schématu ozubení

Volím schéma převodu č. 6

### 8.1.3 Volba součinitele $K_A$

Součinitel  $K_A$  (ČSN 01 4686 část 2, tab. 3,4,5)

# ORIENTAČNÍ HODNOTY SOUČinitele $K_A$ PRO RESPEKTOVÁNÍ VNĚJŠÍCH DYNAMICKÝCH SIL

Zatěžování převodovky hnacím strojem	Zatěžování převodovky hnaným (pracovním) strojem			
	plynulé	s malou nerovnoměrností	se střední nerovnoměrností	s velkou nerovnoměrností
plynulé	1,0	1,25	1,5	1,75
s malou nerovnoměrností	1,1	1,35	1,6	1,85
se střední nerovnoměrností	1,25	1,5	1,75	2,0
s velkou nerovnoměrností	1,5	1,75	2,0	2,25

## PŘÍKLADY PRACOVNÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY

Zatěžování převodovky	Druh pracovního stroje
plynulé	generátor, dopravník (pásový, deskový, šnekový), lehký výtah, soukolí posuvu obráběcího stroje, větrák, turbodmychadlo, turbokompresor, míchadlo na materiál konstantní hustoty
s malou nerovnoměrností	generátor, zubové čerpadlo, rotační čerpadlo
se střední nerovnoměrností	Hlavní pohon obráběcího stroje, těžký výtah, otáč. jeřáb, důlní větrák, míchadlo na materiál s proměnnou hustotou, víceválcové pístové čerpadlo, napáječka
s velkými rázy	lis, nůžky, kalendř na pryž, válcovací stolice, lopatové rýpadlo, těžká odstředivka, těžká napáječka, vrtná souprava, biketovací lis, hnátací stroj

## PŘÍKLADY HNACÍCH STROJŮ S RŮZNÝM CHARAKTEREM ZATĚŽOVÁNÍ PŘEVODOVKY

Zatěžování převodovky	Druh hnacího stroje
plynulé	elektromotor, parní turbína, plynová turbína
s malou nerovnoměrností	hydromotor, parní turbína, plynová turbína
se střední nerovnoměrností	víceválcový spalovací motor
s velkou nerovnoměrností	jednoválcový spalovací motor

Obr. 20. Volba součinitele

Volím  $K_A = 1,5$

### 8.1.4 Volba materiálových parametrů

Volba materiálových parametrů (ČSN 01 4686 část 5, tab.12)									
Poř. čís.	Materiál	Označení ČSN	Způsob tepelného nebo chemicko-tepelného zpracování	Mez pevnosti v tahu $R_m$	Mez kluzu v tahu $R_e$ nebo $R_{p0,2}$	Tvrdost v jádře zuby $J_{HV}$	Tvrdost na boku zuby $V_{HV}$	Mez únavy v dotyku $\sigma_{Hlim}^0$	Mez únavy v ohybu $\sigma_{Flim}^0$
2	tvárná litina	42 2307	tepelně nezpracovaná	700	420	230-300	230-300	510	325
3	tvárná litina	42 2308	zušlechťená	800	480	250-350	250-350	550	345
4	litá ocel uhlíková	42 2650	normalizačně žíhaná	500	260	150	150	420	300
5	litá ocel uhlíková	42 2660	normalizačně žíhaná	590	300	180	180	480	336
6	litá ocel slitinová	42 2719	normalizačně žíhaná	700	340	210	210	540	372
7	litá ocel slitinová	42 2719	zušlechťená	750	400	220	220	560	384
8	litá ocel slitinová	42 2750	normalizačně žíhaná	650	380	200	200	520	360
9	litá ocel slitinová	42 2750	zušlechťená	800	550	245	245	610	414
10	litá ocel slitinová	42 2767	zušlechťená	1150	875	360	360	840	552
11	konstrukční ocel	11 500	tepelně nezpracovaná	490	265	150	150	370	330
12	konstrukční ocel	11 523	tepelně nezpracovaná	510	333	155	155	380	336
13	konstrukční ocel	11 600	tepelně nezpracovaná	588	314	175	175	420	360
14	konstrukční ocel	11 700	tepelně nezpracovaná	686	363	205	205	480	396
15	konstrukční ocel uhlíková	12 050	normalizačně žíhaná	540	325	155	155	430	356
16	konstrukční ocel uhlíková	12 050	zušlechťená	640	390	200	200	520	410
17	konstrukční ocel uhlíková	12 061	normalizačně žíhaná	660	380	200	200	520	410
18	konstrukční ocel uhlíková	12 061	zušlechťená	740	440	235	235	590	452
19	konstrukční ocel slitinová	13 242	zušlechťená	932	686	290	290	700	518
20	konstrukční ocel slitinová	14 140	zušlechťená	883	637	285	285	690	512

Obr. 21. Volba materiálu ozubených kol

Materiál ozubeného kola  $Z_2$  jsem zvolil litou ocel slitinovou ČSN 42 2767. Ozubené kolo není klasické kolo. Jedná se o pastorkovou hřídel z materiálu 15 230. Polotovar pastorkové hřídele je předkovek.

### 8.1.5 Volba modulu

Tabulka normálních modulů [mm] podle ČSN 01 4608							
Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2	Řada 1	Řada 2
0,05	--	0,5	--	5	--	50	--
--	0,055	--	0,55	--	5,5	--	55
0,06	--	0,6	--	6	--	60	--
--	0,07	--	0,7	--	7	--	70
0,08	--	0,8	--	8	--	80	--
--	0,09	--	0,9	--	9	--	90
0,1	--	1	--	10	--	100	--
--	0,11	--	1,125	--	11		
0,12	--	1,25	--	12	--		
--	0,14	--	1,375	--	14		
0,15	--	1,5	--	16	--		
--	0,18	--	1,75	--	18		
0,2	--	2	--	20	--		
--	0,22	--	2,25	--	22		
0,25	--	2,5	--	25	--		
--	0,28	--	2,75	--	28		
0,3	--	3	--	32	--		
--	0,35	--	3,5	--	36		
0,4	--	4	--	40	--		
--	0,45	--	4,5	--	45		

Obr. 22. Volba modulu

Dle tabulky volím nejbližší vyšší modul  $m = 12$

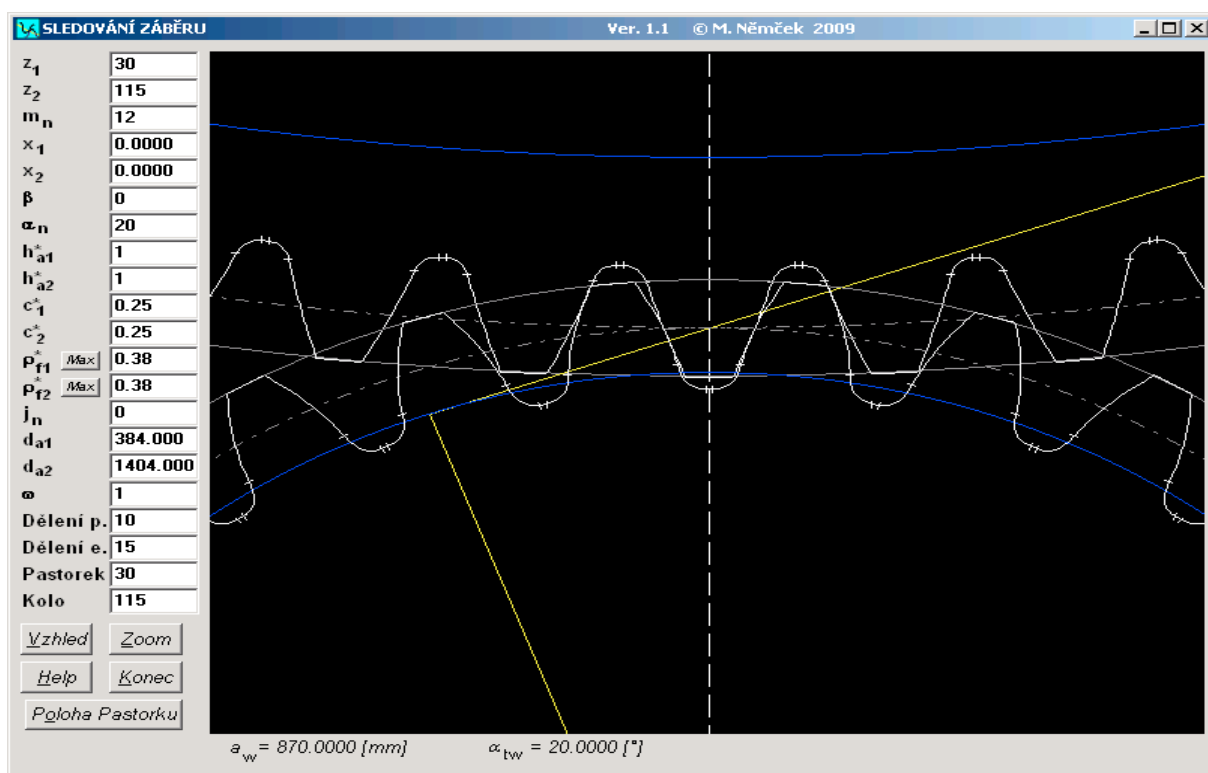
## 8.2 Výpočet ozubení v programu Geometrie

Obr. 23. Výpočet ozubení

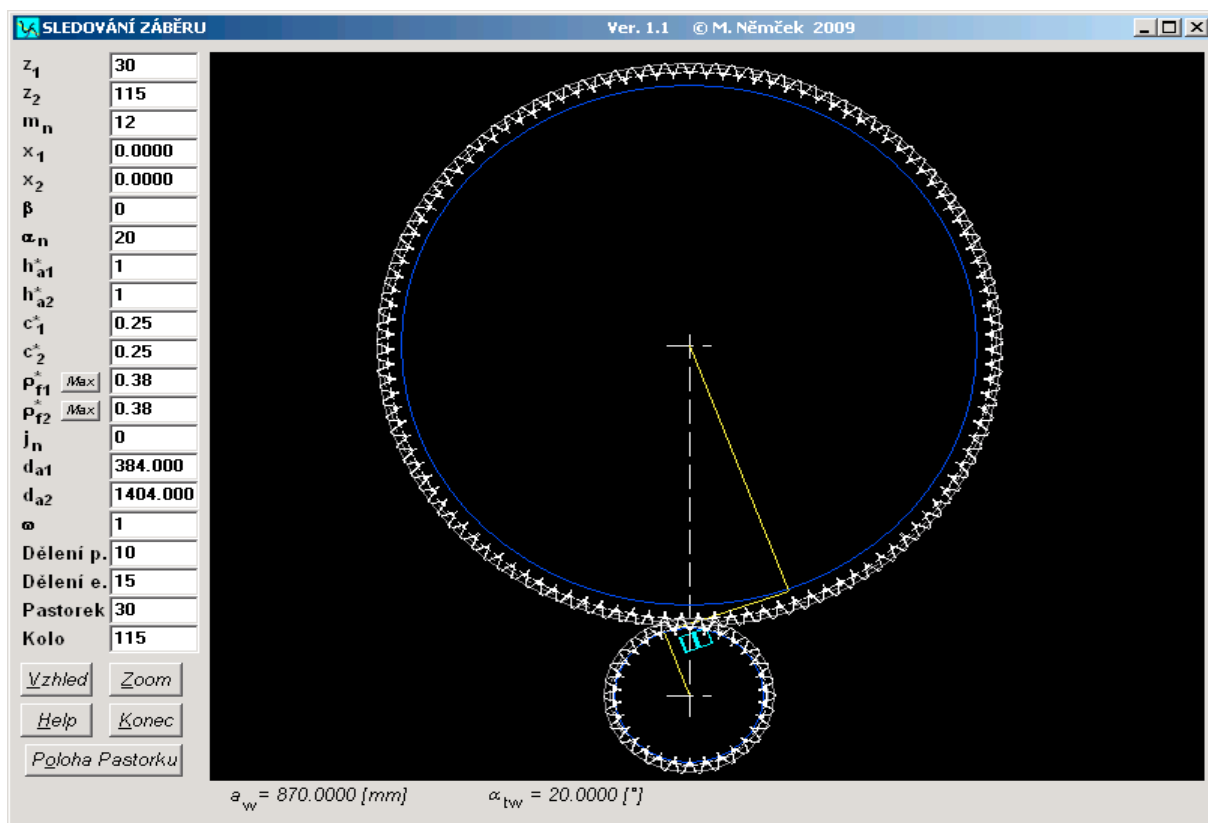
### 8.2.1 Geometrická kontrola ozubení

Obr. 24 Výsledky geometrické kontroly

### 8.3 Kontrola záběru ozubených kol převodu v programu Profil

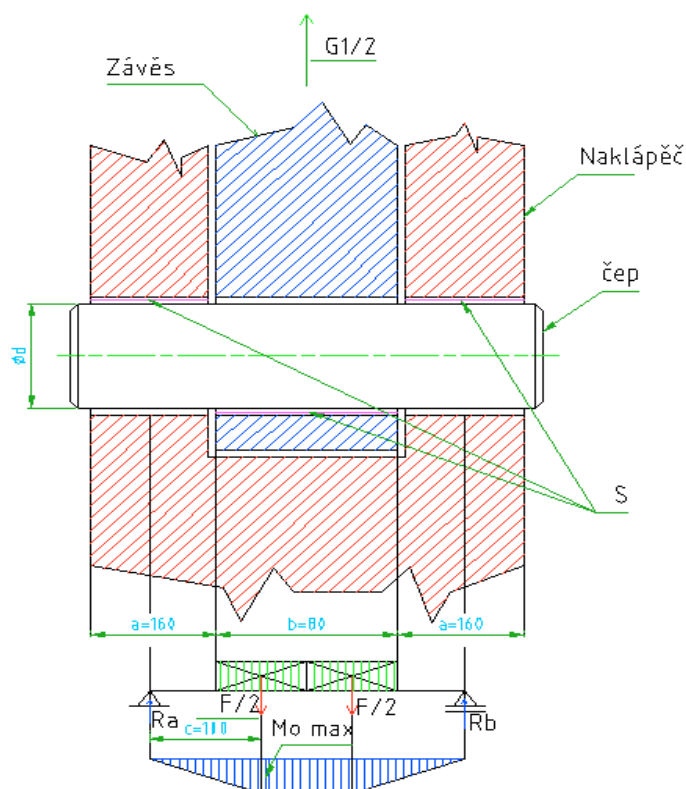


Obr. 25. Sledování záběru – pohled č. 1



Obr. 26. Sledování záběru – pohled č. 2

## 9 Návrh průměru $\phi d$ čepu uchycení závěsu v naklápěči a jeho kontrola



### 9.1 Návrh průměru $\phi d$ na namáhání na ohyb

Na závěs působí síla od zatížení pánve tedy síla  $G_1/2$ . Protože počítáme pouze zatížení 1 strany pánve. Uvažoval jsem, že tato síla má největší velikost při  $150^\circ$  naklonění pánve.

Tento čep spojuje závěs s naklápěčem.[výkres SB3-KUD128-02.10 ]

#### 9.1.1 Výpočet síly $F_{150^\circ}$

Hodnoty:  $G_2 = 271\,208 \text{ [N]}$

$$F = G_2/2$$

$$F = \frac{271\,208}{2} = 135\,604 \text{ [N]}$$

$$F_{150^\circ} = F \cdot \sin \alpha$$

$$F_{150^\circ} = 135\,604 \cdot \sin 150^\circ$$

$$F_{150^\circ} = 67\,802 \text{ [N]}$$



### 9.1.2 Podmínka rovnováhy

Statika:  $F_{iy} = 0$

$$F_{iy} = R_A - \frac{F}{2} - \frac{F}{2} + R_B = 0$$

$$R_A = R_B = \frac{F}{2}$$

$$R_A = R_B = 33\,901 \text{ [N]}$$

### 9.1.3 Výpočet $M_{o\max}$

Zleva:  $M_{o\max} = R_A \cdot c$  rovnice 2

Zprava:  $M_{o\max} = R_B \cdot c$

Kde rozměr  $c$

$$c = \left( \frac{a}{2} + \frac{b}{4} \right)$$

$$c = 80 + 20 = 100 \text{ [mm]}$$

$$M_{o\max} = 33\,901 \cdot 100$$

$$M_{o\max} = 3\,390\,100 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

### 9.1.4 Návrh průměru čepu z podmínky na ohyb $\sigma_{oD}$

Podmínka:

$$\sigma_o = \frac{M_{o\max}}{W_o} \leq \sigma_{oD} \quad \text{rovnice 3}$$

$$\text{Kde } W_o = 0,1 \cdot d^3$$

Ze strojnických tabulek volím materiál čepu 11 700

kde pro tento materiál  $\sigma_{oD} = 230 \div 345 \text{ [MPa]}$

Volím hodnotu  $\sigma_{oD} = 300 \text{ [MPa]}$

$$\sigma_{oD} = \frac{M_o \max}{0,1 \cdot d^3} \Rightarrow d^3 = \frac{M_o \max}{0,1 \cdot \sigma_{oD}} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_o \max}{0,1 \cdot \sigma_{oD}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{3\,390\,100}{0,1 \cdot 300}} \Rightarrow d = 48,35 \text{ [mm]}$$

Dle strojnických tabulek a normy ČSN 42 55 10 volím nejbližší vyšší normalizovaný  $\varnothing d$  čepud = 50 [mm].

## 9.2 Kontrola průměru $\varnothing d$ čepu na otlačení

Navržený průměr čepu zkontrolujeme namáháním na otlačení, kde nám působí síla  $F_{150^\circ} = 67\,802 \text{ [N]}$  na plochu  $S$ .

Podmínka:

$$p = \frac{F_{150^\circ}}{S} \leq p_D \quad \text{rovnice 4}$$

Kde  $S = d \cdot l$

Ze strojnických tabulek pro materiál 11 700 a statické zatížení je

$$\sigma_{dD} = 210 \div 310 \text{ [MPa]} \quad [5]$$

Volím  $\sigma_{dD} = 250 \text{ [MPa]}$

$$p_D = 0,17 \cdot \sigma_{dD} \quad \text{rovnice 5}$$

$$S = 50 \cdot 400$$

$$p_D = 0,17 \cdot 250$$

$$S = 20\,000 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$p_D = 42,5 \text{ [MPa]}$$

$$p = \frac{F_{150^\circ}}{S} \leq p_D$$

$$p = \frac{67\,802}{20\,000}$$

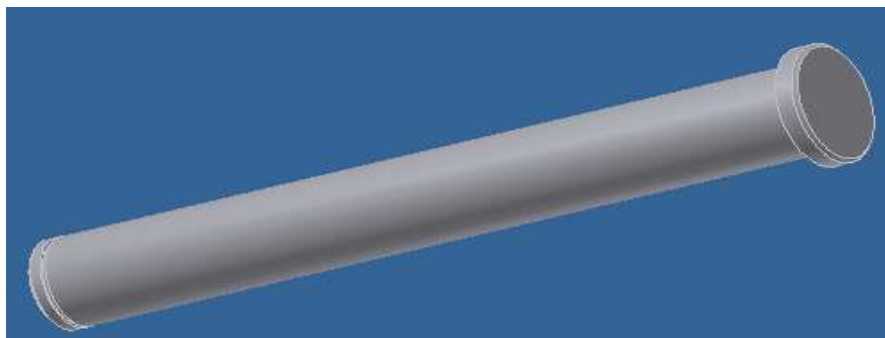
$$p = 3,39 \text{ [MPa]}$$

Ověření podmínky:

$$p \leq p_D$$

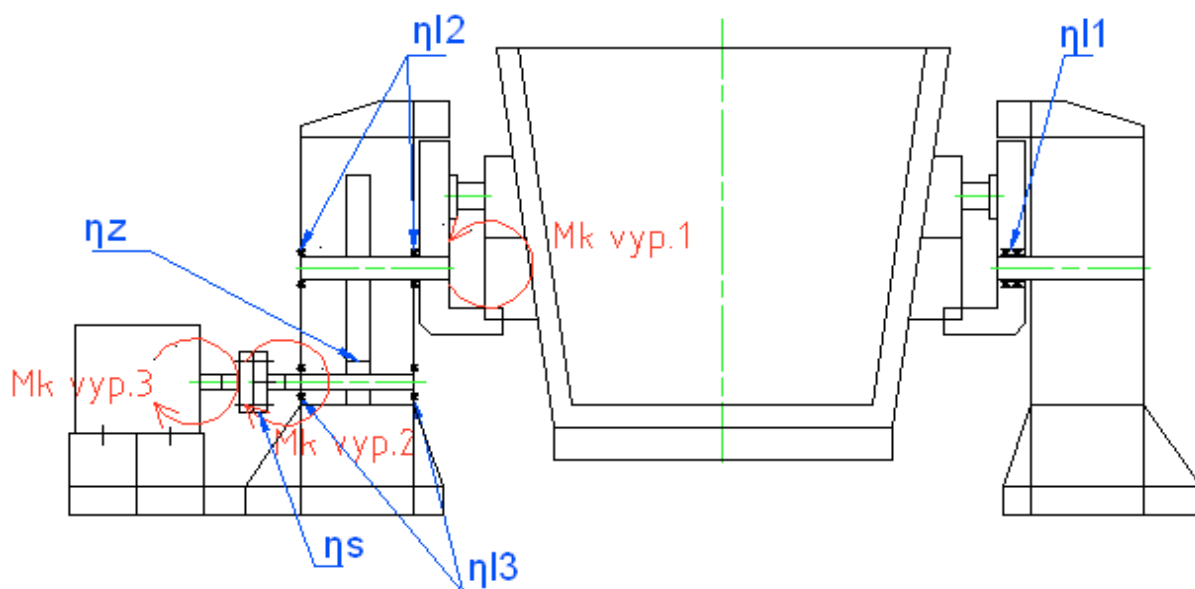
$$3,39 \leq 42,5 \text{ [MPa]}$$

Navržený průměr  $\varnothing d$  čepu vyhovuje namáhání na otláčení



Obr. 27. Čep zajišťující závěs v naklápěči

## 10 Výpočtové schéma pohonu



$\eta_{l1}$ .... účinnost ložisek [%]

$\eta_z$ ... účinnost ozubených kol [%]

$\eta_s$ .... účinnost hřídelové spojky [%]

## 11 Výpočet pohonu a jeho součástí:

V téhle kapitole se budu zabývat výpočtem pohonu a jeho součástí potřebných k naklopení pánve. Nejprve začnu výpočtovým klopným momentem, podle kterého budu postupně počítat součásti od pánve až po poháněcí ustrojí. Podle odborné literatury jsem si zvolil koeficienty účinnosti, které mi ovlivní velikost výsledného klopného momentu.

Údaje potřebné pro výpočet:

$$Mk_{vyp.} = Mk_{1\ vyp.} = 41\ 196\ [N \cdot m]$$

$$\eta_{l_{1,2,3}} = 0,995 \quad [4]$$

$$\eta_z = 0,99$$

$$\eta_{br} = 0,995$$

$$\eta_s = 0,993$$

$$Mk_{2\ vyp.} = Mk_{vyp.1} \cdot \frac{1}{\frac{z_2}{z_1}} \cdot \frac{1}{\eta_{l_1} \cdot \eta_{l_2} \cdot \eta_{l_3} \cdot \eta_z \cdot \eta_{br}} \quad \text{rovnice 6 [5]}$$

$$Mk_{2\ vyp.} = 41\ 196 \cdot \frac{1}{\frac{115}{30}} \cdot \frac{1}{0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,995 \cdot 0,99 \cdot 0,995}$$

$$Mk_{2\ vyp.} = 11\ 075,18\ [N \cdot m]$$

### 11.1 Volba spojky

Podle přenášeného klopného momentu  $Mk_{vyp.2} = 11\ 075,18\ [N \cdot m]$  a vstupního průměru hnacího hřídele  $\varnothing d_2 = 150\ mm$  volím Spojku Pinflex velikost PF8BB12 od firmy MATENZA spol. s.r.o. [10]



Obr. 28. Hřídelová spojka PFBB12

## 11.2 Volba pohonu

Nejprve spočítám výsledný klopný moment, pro který navrhnu pohon pro naklopení lící pánve.

$$Mk_3_{vyp} = Mk_{vyp.2} \cdot \frac{1}{\eta_s} \quad \text{rovnice 7 [5]}$$

$$Mk_3_{vyp} = 11\,075,18 \cdot \frac{1}{0,993}$$

$$Mk_3_{vyp} = 11\,153,26 \text{ [N} \cdot \text{m]}$$

Pro tento klopný moment navrhnu pohon pomocí Elektrokuželočelní převodovky s brzdou.

Po konzultaci a vzhledem k náročným podmínkám provozu volím od firmy NORD [10]

Type	Pn [kW]	n <sub>2</sub> [1/min]	M <sub>2</sub> [Nm]	f <sub>B</sub>	i <sub>Ges</sub>	FR [kN]	FA [kN]	FRVL [kN]	FAVL [kN]	Váha ca (kg)
SK9092.1/52-160M/4	11	3,8	27645	1,2	385,67	131,9	70,0	160,0	70,0	1549

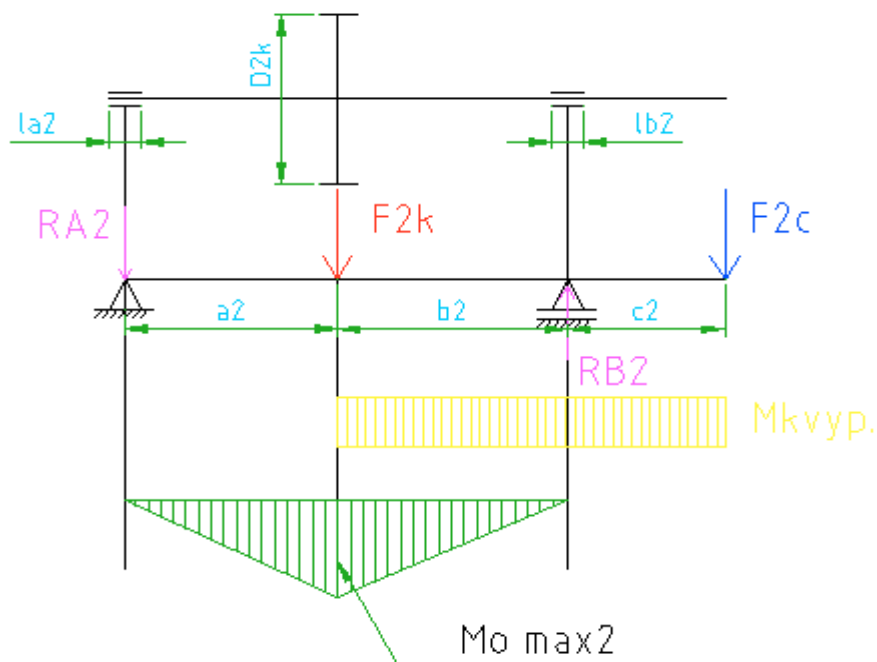
Tato kuželočelní elektropřevodovka má výstupní průměr hřídele  $\varnothing d = 140 \text{ mm}$  a výstupní otáčky  $n_2 = 3,8 \text{ min}^{-1}$

## 12 Pevnostní výpočet hnaného hřídele

V této kapitole se budu zabývat pevnostním výpočtem hnaného hřídele, který je namáhán na kombinované namáhání OHYB+KRUT. Oba případy si převedu na nosník na dvou podpěrách a umístím příslušné reakce v podpěrách a zatěžující síly.

Jak už jsem se zmínil na oba hřídele bude působit kombinace namáhání OHYB+KRUT, kde pro ohybové napětí vypočtu hodnotu  $M_{o\max}$  a pro krut  $M_{kvyp}$ . Následuje výpočet konečného redukovaného momentu  $M_{ored}$ , který je důležitý pro  $\sigma_{ored}$ .

### 12.1 Kontrolní výpočet hnaného hřídele



Nejprve vypočteme sílu  $F_{2C}$ , která se skládá z tíhových sil  $G_2/2 + G_{nakl.2} + G_{zav} + G_{čep}$

$$G_2/2 = 135\,604 \text{ [N]}, G_{nakl.2} = 9143 \text{ [N]}, G_{zav} = 344 \text{ [N]}, G_{čep} = 59 \text{ [N]}$$

$$\text{Rozměry: } a_2 = 227,5 \text{ [mm]}$$

$$b_2 = 235 \text{ [mm]}$$

$$c_2 = 205 \text{ [mm]}$$

$$F_{2C} = 135\,604 + 9143 + 344 + 59$$

$$F_{2C} = 145\,150 \text{ [N]}$$

$$F_{2K} = 9271 \text{ [N]}$$

Materiál hřídele jsem zvolil 11 423, protože je hřídel přivařen dohromady k naklápěči.

Statika:

$$F_i x = 0$$

$$F_i y = 0 \Rightarrow R_{A2} - F_{K2} + R_{B2} - F_{2C} = 0$$

$$M_i A = 0 \Rightarrow -F_{K2} \cdot a_2 + R_{B2} \cdot (a_2 + b_2) - F_{2C} \cdot (a_2 + b_2 + c_2) = 0$$

$$R_{B2} \cdot (a_2 + b_2) = F_{K2} \cdot a_2 + F_{2C} \cdot (a_2 + b_2 + c_2)$$

$$R_{B2} = \frac{F_{K2} \cdot a_2 + F_{2C} \cdot (a_2 + b_2 + c_2)}{(a_2 + b_2)}$$

$$R_{B2} = \frac{9271 \cdot 227,5 + 145\,150 \cdot (227,5 + 235 + 205)}{(227,5 + 235)}$$

$$R_{B2} = 214\,047 \text{ [N]}$$

$$R_{A2} = R_{B2} - F_{K2} - F_{2C}$$

$$R_{A2} = 59\,626 \text{ [N]}$$

Kontrolu průměru  $d_2$  hřídele pod ozubeným kolem  $K_2$  provedem namáháním na KRUT+OHYB.

Nejprve vypočítám  $M_{o\max_2}$  podle Schwedlerovy věty:

$$\text{Zprava: } M_{o\max_2} = R_{A2} \cdot a_2 \quad \text{rovnice 8}$$

$$M_{o\max_2} = 59\,626 \cdot 227,5$$

$$M_{o\max_2} = 13\,564\,915 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Výpočet  $M_{ored_2}$

$$M_{ored_2} = \sqrt{M_{o max_2}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1 vyp})^2} \quad \text{rovnice 9}$$

Kde volím  $\alpha_B = 1$

$$M_{ored_2} = \sqrt{13\,564\,915^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 41\,196\,000)^2}$$

$$M_{ored_2} = 38\,168\,570 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Kontrola průměru  $d_2$  pod ozubeným kolem  $K_2$

Podmínka:

$$\sigma_{O red2} = \frac{M_{ored_2}}{W_{o2}} \leq \sigma_{OD red} \quad \text{rovnice 10}$$

Kde  $W_{o2} = 0,1 \cdot d_{2K}^3$  rovnice 11

$$d_{2K} = 280 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{O red2} = \frac{38\,168\,570}{0,1 \cdot 280^3}$$

$$\sigma_{O red2} = 17,39 \text{ MPa}$$

Dle strojnických tabulek volím pro materiál 11 423 a pro statické zatížení

$$\sigma_{OD} = 120 \div 175 \text{ [MPa]} \quad [6]$$

Pro  $\sigma_{OD red}$  můžeme volit až 50 % tabulkových hodnot  $\sigma_{OD}$

$$\sigma_{OD red} = 60 \div 85 \text{ [MPa]}, \text{ volím } \sigma_{OD red} = 60 \text{ [MPa]}$$

Posouzení podmínky:

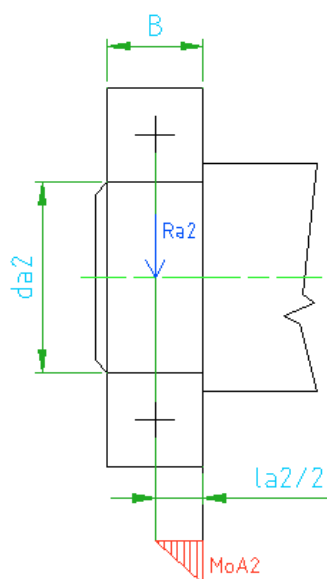
$$\sigma_{O red2} \leq \sigma_{OD red}$$

$$17,39 \leq 60 \text{ [MPa]}$$

Navržený průměr hřídele pod ozubeným kolem vyhovuje namáhání  $\sigma_{OD red}$



### 12.1.1 Kontrola čelního čepu hřídele – podpěra A (hnaný hřídel)



$$M_{oA_2} = R_{A_2} \cdot \frac{l_{a_2}}{2} \quad \text{rovnice 12}$$

Kde  $l_{a_2} = B = 65 \text{ [mm]}$  a  $R_{A_2} = 59\,626 \text{ [N]}$

$$M_{oA_2} = 59\,626 \cdot \frac{65}{2}$$

$$M_{oA_2} = 1\,937\,845 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$M_{oA_2red} = \sqrt{M_{oA_2}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1vyp})^2} \quad \text{rovnice 13}$$

$$M_{oA_2red} = \sqrt{1\,937\,845^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 41\,196\,000)^2}$$

$$M_{oA_2red} = 35\,729\,373 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Podmínka:

$$\sigma_{oA_2red} = \frac{M_{oA_2red}}{W_{oA_2}} \leq \sigma_{ODred} \quad \text{rovnice 14} \quad \sigma_{ODred} = 60 \text{ [MPa]}$$

$$\text{Kde } W_{oA_2} = 0,1 \cdot d_{A_2}^3 \quad \text{rovnice 15}$$

$$d_{A_2} = 260 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{OA2\ red} = \frac{35\ 729\ 373}{0,1 \cdot 260^3}$$

$$\sigma_{OA2\ red} = 20,33\ [MPa]$$

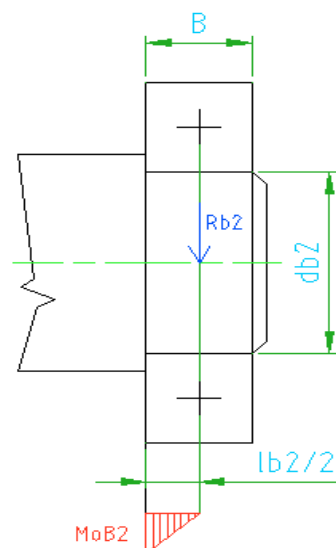
Posouzení podmínky:

$$\sigma_{OA2\ red} \leq \sigma_{OD\ red}$$

$$20,33 \leq 60\ MPa$$

Kontrolovaný průměr čepu hnaného hřídele v krční podpěře A vyhovuje na redukované ohybové napětí.

### **12.1.2 Kontrola čelního čepu hřídele – podpěra B (hnaný hřídel)**



Výpočet  $M_oB_2$ :

$$M_oB_2 = R_{B2} \cdot \frac{l_{b2}}{2}$$

Kde  $l_{b2} = B = 90\ [mm]$  a  $R_{B2} = 214\ 047\ [N]$

$$M_oB_2 = 214\ 047 \cdot \frac{90}{2}$$

$$M_oB_2 = 9\ 632\ 115\ [N \cdot mm]$$

$$M_{oB_2red} = \sqrt{M_{oB_2}^2 + 0,75 \cdot (\alpha_B \cdot M_{k1} v_{yp})^2}$$

$$M_{oB_2red} = \sqrt{9\,632\,115^2 + 0,75 \cdot (1 \cdot 41\,196\,000)^2}$$

$$M_{oB_2red} = 36\,954\,167 \text{ [N]}$$

Podmínka:

$$\sigma_{OB_2red} = \frac{M_{oB_2red}}{W_{oB_2}} \leq \sigma_{ODred} \quad \sigma_{ODred} = 60 \text{ [MPa]}$$

$$\text{Kde } W_{oB_2} = 0,1 \cdot d_{B_2}^3$$

$$d_{B_2} = 260 \text{ [mm]}$$

$$\sigma_{OB_2red} = \frac{36\,954\,167}{0,1 \cdot 300^3}$$

$$\sigma_{OB_2red} = 13,69 \text{ [MPa]}$$

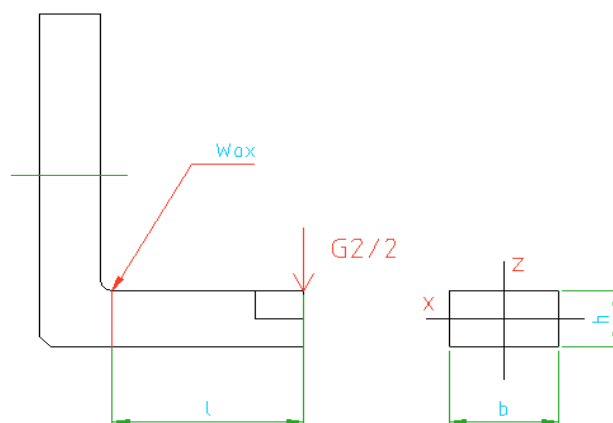
Posouzení:

$$\sigma_{OB_2red} \leq \sigma_{ODred}$$

$$13,69 \leq 60 \text{ MPa}$$

Kontrolovaný průměr čepu hnaného hřídele v krční podpěře B vyhovuje na redukované ohybové napětí.

### 13 Kontrola nebezpečného průřezu naklápeče



Naklápeč je zatížen silou  $G_2/2$  a  $l_{nakl.} = 420 [mm]$

Výpočet  $M_{o max_{nakl.}}$

$$M_{o max_{nakl.}} = G_2/2 \cdot l_{nakl.}$$

$$M_{o max_{nakl.}} = 135\,604 \cdot 420$$

$$M_{o max_{nakl.}} = 56\,953\,680 [N \cdot mm]$$

Ohyb

$$\sigma_{o_{nakl.}} = \frac{M_{o max_{nakl.}}}{W_{OX}}$$

Kde dle strojnických tabulek je podle osy x  $W_{OX} = \frac{b \cdot h^2}{6}$

$$W_{OX} = \frac{340 \cdot 150^2}{6}$$

$$W_{OX} = 1\,275\,000 [mm^3]$$

$$\sigma_{o_{nakl.}} = \frac{56\,953\,680}{1\,275\,000}$$

$$\sigma_{o_{nakl.}} = 44,67 [MPa]$$

Podmínka:

$\sigma_{O\text{ nakl.}} \leq \sigma_{OD}$  Dle strojnických tabulek pro materiál 11 423 je  $\sigma_{OD} = (120 \div 175 \text{ [MPa]})$

Volil jsem statické zatížení a také  $\sigma_{OD} = 120 \text{ [MPa]}$

$44,67 \leq 120 \text{ [MPa]}$

Průřez namáhaný na ohyb vyhovuje.

## **14 Kontrola kuželíkových ložisek na statickou únosnost**

V mém případě se ložiska budou otáčet v menších otáčkách než je  $n \geq 10$ , kontrolovat je pouze na statickou únosnost. Na čepu pevně uchopeného hřídele mám umístěné 2 kuželíková ložiska od firmy SKF. Na 2 ložiska působí síla  $F_1 c$ . Na jedno ložisko působí tedy síla  $F_1 c/2$ .

Výpočet síly  $F_1 c/2$ :

$$F_1 c = 144\,650 \text{ [N]}$$

$$\frac{F_1 c}{2} = \frac{144\,650}{2} = 72\,325 \text{ [N]}$$

$$F_1 c/2 = P_o = 72,325 \text{ [kN]}$$

Zvolená ložiska:

Kuželíkové ložisko SKF 32 044X [7]

$$C_{oD} = 1,66e^{006} \text{ [N]} \quad [8]$$

Výpočet potřebné statické únosnosti ložiska:

$$C_o = P_o \cdot S_o \quad \text{rovnice 16 [7]}$$

$$C_o = 72,325 \cdot 3,5$$

$$C_o = 253,25 \text{ [kN]}$$

$S_o$ ....koeficient bezpečnosti

$C_o$ ....statická únosnost ložiska

Dle strojnických tabulek volím koeficient bezpečnosti  $S_o = 3,5$

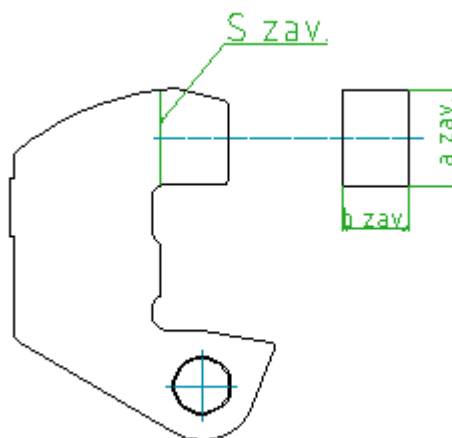
Podmínka posouzení statické únosnosti ložiska:

$$C_o \leq C_{oD}$$

$$253,25 \leq 1666 \text{ [kN]}$$

Kontrolovaná kuželíková ložiska vyhovují statické únosnosti  $C_{oD}$ .

## 15 Kontrola zubu závěsu na smyk



Uvažuji, že na zub závěsu působí síla  $G_2/2 = 135\,604\text{ [N]}$  a z programu Invertor jsem určil plochu průřezu  $S_{zav.}$  a její rozměry

$$\tau_s = \frac{G_2/2}{S_{zav.}} \leq \tau_{SD} \quad \text{rovnice 17}$$

Kde  $S_{zav.} = a_{zav.} \cdot b_{zav.}$

$$a_{zav.} = 96\text{ [mm]}$$

$$b_{zav.} = 80\text{ [mm]}$$

Dle strojnických tabulek pro materiál 12 060 je  $\tau_{SD} = 110 \div 130\text{ [MPa]}$  (statické zatížení)

Volím  $\tau_{SD} = 110\text{ [MPa]}$

$$\tau_s = \frac{135\,604}{96 \cdot 80}$$

$$\tau_s = 17,66\text{ [MPa]}$$

Podmínka:

$$\tau_s \leq \tau_{SD}$$

$$17,66 \leq 110\text{ [MPa]}$$

Zub závěsu vyhovuje podmínce namáhání na smyk.

## **16 Závěr**

Zařízení bude pracovat v těžkém průmyslu a to na provozu Ocelárna. V navrhování, kontrole a volbě součástí důležitých pro naklopení pánve jsem zohlednil těžké provozní podmínky. Naklápěcí stojan jsem navrhl s ohledem na zadané rozměry licí pánve.

Důležité součásti jsem dostatečně předimenzoval, tak aby vydržely náročné podmínky provozu (vysoká teplota, prašnost, vibrace) a taky kvůli změně polohy těžiště pánve z důvodu vzniku slitku na dně pánve.



### **Použitá literatura a zdroje:**

[1] JANČAR, D., TVARDEK, P., HAŠEK, P., FOLTA, J., PŘIBYL, M. Provozní test celozolované licí pánve. In *Sborník přednášek z konference Hutní keramika. (30. 9. – 1. 10. 2009)*, Rožnov pod Radhoštěm. Ostrava: Tanger. ISBN 978-80-87294-11-6.

[2] HORYL. P. :*Statika a dynamika* - 1. Vyd. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava , 1996 – 218 s. ISBN 80-7078-971-9

[3] Prestar - Manipulační technika [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. Traverza s lamelovými háky. Dostupné z WWW: <<http://www.prestar-manipulacnitechika.cz/cze/produkty/k79-dle-typu-zarizeni/k5-traverzy/k45-traverzy-s-haky/v1011008-traverza-s-lamelovymi-haky/detail>>.

[4] Přednášky, *Části a mechanismy strojů 2*, M. Němček

[5] KOPÁČEK J. : Pohony a převody 1. Vyd. Ostrava : VŠB Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80 70 78-806-2

[6] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel; ŘASA, Jaroslav. Strojnické tabulka : Upravené a doplněné vydání. Praha : Scientia, spol. s.r.o., 1999. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.

[7] SKF [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. Dostupné z WWW: <<http://www.skf.cz/>>.

[8] Knihovna programu Invertor 2010

[9] Firemní literatura

[10] Mateza [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. Hřídelové spojky. Dostupné z WWW: <<http://www.mateza.cz/index.php?menu=4&vybranaskupina=07&vybranaskupina1=0742>>.

[11] NORD [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. SK 500E. Dostupné z WWW: <[http://www2.nord.com/cms/cz/product\\_catalogue/frequency\\_inverters/frequency\\_inverters\\_detail\\_1534.jsp](http://www2.nord.com/cms/cz/product_catalogue/frequency_inverters/frequency_inverters_detail_1534.jsp)>.

[12] Ivo Vyzrál [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. Nelegované oceli. Dostupné z WWW: <[http://ivo-vyzral.prodejce.cz/web/pridavne\\_materialy/MIGMAG/nelegovane\\_oceli.htm](http://ivo-vyzral.prodejce.cz/web/pridavne_materialy/MIGMAG/nelegovane_oceli.htm)>.

[13] Promat Praha [online]. c2011 [cit. 2011-05-19]. Licí pánve na ocel. Dostupné z WWW: <<http://www.promatpraha.cz/vysokoteplotni-materialy/priklady-aplikaci-hti/lici-panve-na-ocel>>.



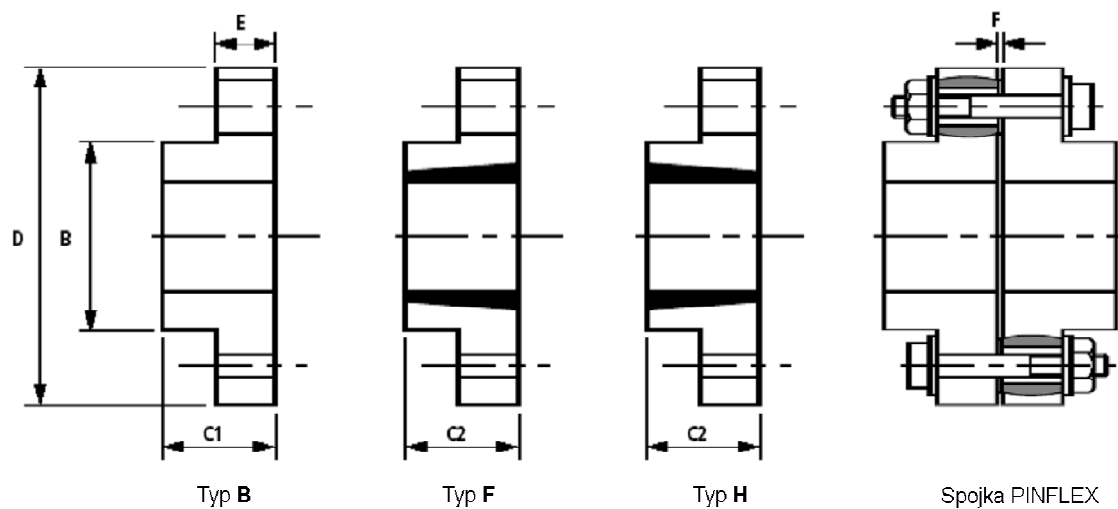


Obr. 29. Licí pánev v provozu [13]



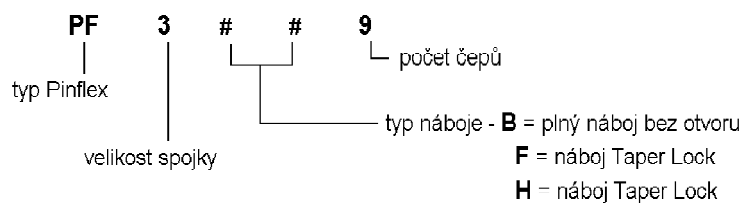
Obr. 30. Traverza s lamelovými háky [3]

## Spojky PINFLEX



SPOJKY PINFLEX														
Označení	Výkon / 100 ot/min kW	Jmenovitý Mk Nm	Max. otáčky 1/min	Typ B		Typ F+H			Rozměry (mm)					
				Otvor		Typ pouzdra	Otvor							
				max	min		max	min	B	C1	C2	D	E	F
PF6# #3	24,70	2359												
PF6# #6	49,40	4717	2900	130	55	3535	90	35	180	110	91	290	50	7
PF6# #9	74,10	7076												
PF6BB12	98,80	9435												
PF7# #4	37,18	3550												
PF7# #8	74,35	7100	2600	150	65	4040	100	40	210	130	105	320	50	7
PF7# #12	111,53	10650												
PF7BB16	148,70	14200												
PF8# #4	64,70	6179												
PF8# #8	129,40	12357	2200	175	75	5050	125	70	245	150	130	380	60	7
PF8# #12	194,10	18536												
PF8BB16	258,80	24714												
PF9BB4	85,00	8130												
PF9BB8	170,00	16255	1700	260	75	-	-	-	355	220	-	490	60	7
PF9BB12	255,00	24385												
PF9BB16	340,00	32500												

Způsob označení spojky:



## **17 Seznam příloh**

Příloha č. 1 – Fotka

Příloha č. 2 – Katalog spojky Pinflex

Příloha č. 3 – SB3-KUD128-01

Příloha č. 4 – SB3-KUD128-02

Příloha č. 5 – SB3-KUD128-03

Příloha č. 6 – SB3-KUD128-02.3

Příloha č. 7 – SB3-KUD128-02.10

## Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce doc. Dr. Ing. Ladislavu Kovářovi za trpělivou a odbornou pomoc. Děkuji panu Ing. Miloši Vlčkovi ze společnosti Vítkovice Heavy Machinery a.s. za odbornou pomoc, cenné rady a informace. Děkuji také svým rodičům za velkou podporu při studiu.